

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra mechaniky



Pevnostní výpočet nosného ramene zábavního zařízení
Stress Analysis of Entertainment Machinery Gib

Student:

Jiří HANÁK

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Ondřej FRANTIŠEK

Ostrava 2011

Zadání bakalářské práce

Student:

Jiří Hanák

Studijní program:

B2341 Strojírenství

Studijní obor:

3901R003 Aplikovaná mechanika

Téma:

Pevnostní výpočet nosného ramene zábavního zařízení
Stress Analysis of Entertainment Machinery Gib

Zásady pro vypracování:

1. Teoretie gyroskopických účinků
2. Popis zařízení
3. Technické požadavky na zařízení a rozbor zatížení
4. Schéma navrženého zařízení
5. Pevnostní a tuhostní kontrola pomocí metody konečných prvků

Seznam doporučené odborné literatury:

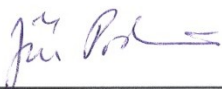
- [1] VINOGRADOV, O. *Fundamentals of Kinematics and Dynamics of Machines and Mechanisms*. London: CRC Press, 2000
- [2] COOK, D. *Finite Element Modeling for Stress Analysis*. 1st printing. United States of America: John Wiley & sons, Inc., 1995. 320 s. ISBN 0-471-10774-3
- [3] KOLÁŘ, V; NĚMEC, I; KANICKÝ, V. *FEM - Principy a praxe metody konečných prvků*. 1. vyd. Praha: Computer Press, 1997. 401 s. ISBN 80-7226-021-9
- [4] ANSYS, Inc. *ANSYS Release 12.0 Documentation*. 2009. Dostupné v elektronické podobě jako součást softwaru ANSYS 12.0.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Ondřej František**

Datum zadání: 17.12.2010

Datum odevzdání: 23.05.2011



doc. Ing. Jiří Podešva, Ph.D.
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji že,

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo, bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své bakalářské práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Jiří HANÁK

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Na Veselé 2262, 738 01 Frýdek-Místek

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

HANÁK, J., *Pevnostní výpočet nosného ramene zábavního zařízení: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra mechaniky, 2011, 74 s. Vedoucí práce: František, O.

Bakalářská práce se zabývá návrhem a výpočtem nosného ramene zábavního zařízení. Teoretická část popisuje princip gyroskopických momentů s využitím Eulerových kinematických a dynamických rovnic a s využitím věty o pohybu hmotného středu. Dalším krokem bude samotný popis atrakce, kdy bude objasněn vlastní princip a funkce spolu se základním pohybem. Technické požadavky na atrakci, rozbor zatížení, rozměry, průřezy materiálů a umístění opěrných bodů budou stanoveny dle odborného odhadu. Cílem práce je navrhnout a vypočítat základní rozměry atrakce s využitím metody konečných prvků, kdy bude provedena modální analýza, dynamický výpočet a kontrola vybraných částí na vzpěr. Při výpočtu byly zjištěny nutné průřezy jak z hlediska pevnostního, tak z hlediska tuhostního kritéria, kdy byl kladen důraz na co nejmenší namáhání a výchylku zařízení.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

HANÁK, J., *Stress Analysis of Entertainment Machinery Gib: Bachelor Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of mechanic, 2011, 74 s. Thesis head: František, O.

This thesis deals with the calculation of the support arm and entertainment facilities. The theoretical part describes principles of gyroscopic moments using the Euler kinematic and dynamic equations and sentences using the physical movement of the center. The next step is the actual description of the attraction, which is illustrated by their own principles and features, along with basic moves. Technical requirements for the attraction, the analysis of load, dimensions, materials and location of the cross points of reference are set according to expert estimates. The goal is to design and calculate the basic dimensions of attraction, using the finite element method, which will be modal analysis and dynamic calculation and control of selected parts of the buckling. When calculating the required sections have been identified both in terms of strength, in terms of stiffness, where the emphasis was made to minimize the deflection device.

Poděkování

Chtěl bych poděkovat vedoucímu své bakalářské práce, Ing. Ondřeji Františkovi za rady, připomínky, za čas, který mi věnoval, za vedení pro zpracování tohoto zajímavého tématu mé bakalářské práce.

Obsah:

Seznam použitých značek a symbolů	9
Úvod.....	12
1. Teorie gyroskopických účinků.....	13
2. Popis zařízení	19
2.1 Parametry v různých polohách	22
3. Technické požadavky na zařízení a rozbor zatížení	26
3.1 Bezpečnost	26
3.2 Jednoduchost montáže a demontáže	26
3.3 Vyměnitelnost opotřebovaných částí	26
3.4 Energetická náročnost	26
3.5 Svařitelnost	26
3.6 Převratitelnost	26
3.7 Rozbor zatížení	27
4. Schéma navrženého zařízení.....	29
4.1 Doplnující obrázky zařízení	29
5. Pevnostní a tuhostní kontrola pomocí metody konečných prvků	35
5.1 Materiálové vlastnosti	35
5.2 Nastavení a charakter zatížení	35
5.3 Tvorba modelu	36
5.4 Nastavení vazeb	37
5.5 Diskretizace modelu	38
5.6 Okrajové podmínky	39
5.7 Modální analýza.....	40
5.8 Výpočet konstrukčního tlumení β	43
5.9 Celkový náhled řešení konstrukce	44
5.10 Kontrola nosných ramen	47
5.11 Analytický výpočet nosného ramene na vzpěr	53

5.12 Kontrola rohového sloupku včetně uchycení nosných ramen	55
5.13 Kontrola průřezu nahrazující panty	59
5.14 Kontrola podélného boku příhradové konstrukce (bez rohových sloupků).....	63
5.15. Kontrola části příčného boku příhradové konstrukce	67
Závěr	72
Seznam použité literatury	73
Seznam příloh	74

Seznam použitých značek a symbolů

Malá písmena latinské abecedy		
Označení	Jednotka	Popis významu
a	mm	Průřez materiálu
b	mm	Šířka smontované atrakce
b_z	mm	Šířka složené konstrukce
f_1	Hz	První vlastní frekvence
h	mm	Výška smontované atrakce
h_z	mm	Výška složené konstrukce
i	mm	Poloměr kvadratického momentu
l	mm	Délka smontované atrakce
l_n	mm	Délka nosného ramene
l_r	mm	Délka kyvného ramene
l_t	mm	Délka kyvného ramene od osy otáčení k těžišti
l_z	mm	Délka složené konstrukce
m_G	kg	Celková hmotnost klece s gondolami
$m_{C_{př}}$	kg	Celková přídavná hmotnost
m_K	kg	Hmotnost klece
m_{1os}	kg	Hmotnost jedné osoby
m_{os}	kg	Hmotnost osob
$m_{př}$	kg	Přídavná hmotnost
n	ks	Počet osob
o_r		Osa relativního (vlastní rotace) pohybu
o_u		Osa unášivého (precesního) pohybu
t	mm	Tloušťka materiálu
\underline{u}		Uzlová přímka
v	mm	Maximální výška klece
x		Pevná souřadnicová osa
y		Pevná souřadnicová osa
z		Pevná souřadnicová osa

Velká písmena latinské abecedy		
Označení	Jednotka	Popis významu
A_ζ		Eulerův dynamický koeficient
A_η		Eulerův dynamický koeficient
A_ξ		Eulerův dynamický koeficient
B	mm	Šířka návěsu
B_η		Eulerův dynamický koeficient
B_ξ		Eulerův dynamický koeficient
E	MPa	Modul pružnosti v tahu
F_{krit}	N	Kritická síla
G	N	Gravitační síla
H	mm	Výška návěsu
I	$kg \cdot m^2$	Moment setrvačnosti
I_k	$kg \cdot m^2$	Moment setrvačnosti klece
I_o	$kg \cdot m^2$	Moment setrvačnosti k bodu 0
I_{rt}	$kg \cdot m^2$	Moment setrvačnosti kyvného ramene
I_ζ	$kg \cdot m^2$	Moment setrvačnosti k ose ζ
I_η	$kg \cdot m^2$	Moment setrvačnosti k ose η
I_ξ	$kg \cdot m^2$	Moment setrvačnosti k ose ξ
J_{min}	mm^4	Kvadratický moment
L	mm	Délka návěsu
M	$N \cdot m$	Moment vnějších sil
M_G	$N \cdot m$	Gyroskopický moment
M_r	$N \cdot m$	Moment relativních sil
M_u	$N \cdot m$	Moment unášivých sil
S	mm^2	Obsah průřez profilu
T_K	s	Perioda kyvu kyvného ramene
T_R	s	Perioda rotace gondoly

Malá písmena řecké abecedy		
Označení	Jednotka	Popis významu
α_k	$^{\circ}$	Výchylka kyvného ramene
α_R	$rad \cdot s^{-2}$	Resalovo zrychlení
β		Konstrukční tlumení
ζ		Pohyblivá souřadnicová osa
η		Pohyblivá souřadnicová osa
ϑ		Úhel nutace
λ		Štíhlostní poměr
ξ		Pohyblivá souřadnicová osa
ξ_k		Poměrný útlum
φ		Úhel vlastní rotace
ψ		Úhel precese
ω	$rad \cdot s^{-1}$	Úhlová rychlost
ω_K	$rad \cdot s^{-1}$	Úhlová rychlost kyvu
ω_{kr1}	$rad \cdot s^{-1}$	Úhlová rychlost první vlastní frekvence
ω_o	$rad \cdot s^{-1}$	Úhlová rychlost otáčivého pohybu
ω_p	$rad \cdot s^{-1}$	Úhlová rychlost precesního pohybu
ω_r	$rad \cdot s^{-1}$	Úhlová rychlost relativního pohybu
ω_R	$rad \cdot s^{-1}$	Úhlová rychlost otočení klece
ω_u	$rad \cdot s^{-1}$	Úhlová rychlost unášivého pohybu
σ_{kr}	MPa	Kritické napětí při výpočtu vzpěru

Úvod

V dnešní době existuje v Evropě několik desítek firem zabývajících se výrobou zábavních atrakcí, mezi největší evropské producenty jmenujme například Technical park – Itálie, KMG – Nizozemsko a HUSS – Německo. U nás je největší producent těchto atrakcí firma KOLMAX-plus s.r.o, avšak nabídka této firmy je velice úzká, neboť se velice úspěšně věnovala výrobě a vývoji atrakce „Otočná lavice“, kterou vyvážela do deseti evropských zemí a dvě atrakce se nyní provozují i ve Spojených arabských emirátech. Tyto firmy používají jen certifikované kvalitní materiály a výrobky s vědomím, že kvalita znamená zajištění bezpečnosti, kterou tito výrobci staví na první místo. Všechny jejich výrobky musejí být v souladu s mezinárodními normami ISO, DIN, atd. a musejí být certifikovány společností TÜV SÜD.

Snad největší překážkou českých provozovatelů zábavních zařízení je finanční nedostupnost atrakcí zahraničních firem a také to, že čeští výrobci nemají dostačující nabídku na poptávku trhu. Proto by se tato práce měla zaměřit na základní návrh a výpočet atrakce STREET FIGHTER, kterou vyrábí pouze výše jmenovaná firma Technical park a nabídnout ji českým výrobcům k začlenění do svého plánu výroby.

Základní návrh bude zaměřen na nosné rameno atrakce, na volbu vhodného materiálu a rozměrů, při výpočtu bude uvažováno s průměrnou hmotností jedné osoby 100 kg. Při tvorbě modelu musí být kladen důraz na co možná nejrychlejší a nejjednodušší montáž i demontáž při počtu dvou osob. Celkové rozměry by měly být voleny s ohledem na to, že atrakce musí být demontována do přepravních rozměrů a při tomto stavu nesmí překročit dovolené hodnoty šířky a výšky, u délkových rozměrů je určitá možnost variability až do maximálního povoleného rozměru ($L = 13\,700\text{ mm}$).

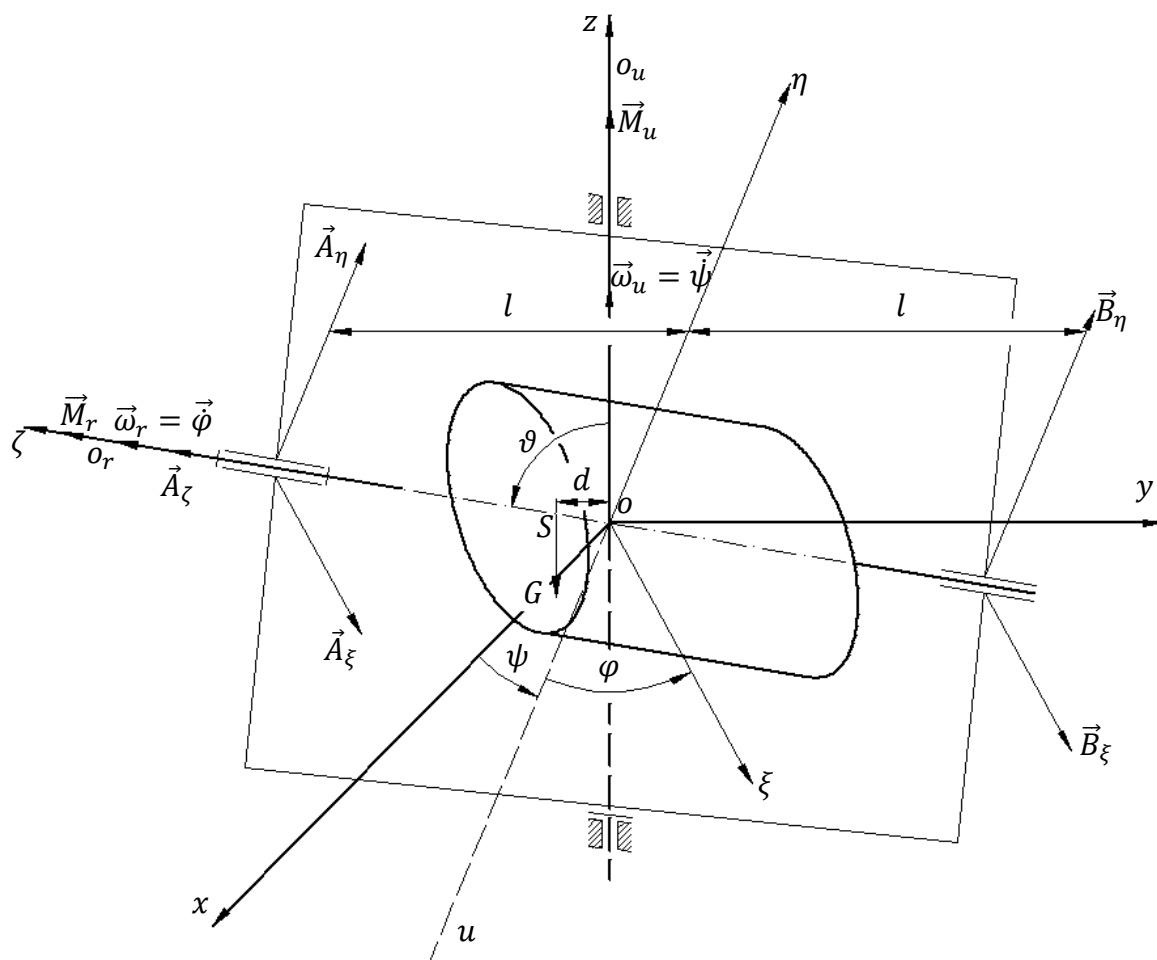
Vzhledem k rozsáhlosti a náročnosti práce, došlo k rozdělení na dvě samostatné části. První částí je „Pevnostní výpočet klece zábavního zařízení“ - viz [5] a na tuto druhou část mající název „Pevnostní výpočet nosného ramene zábavního zařízení“.

V této práci budou přijata určitá zjednodušení, nebude uvažován hydraulický systém nutný k montáži a demontáži zařízení, pohony atrakce, velkorozměrová ložiska a další pomocné konstrukce jako je třeba nástupní a výstupní plošina. Dále nebude uvažován vlastní podvozek atrakce, a to z důvodu, že po telefonickém kontaktu s českým zastoupením firmy Schwarzmüller bylo zjištěno, že tato firma umožňuje výrobu přímo na míru, to znamená, že rám podvozku bude vyztužen v místech určených pro svaření samotné atrakce k rámu.

1. Teorie gyroskopických účinků

Souměrný těžký setrvačník při dvou současných rotacích kolem různoběžných os.

U pohybu těžkého symetrického setrvačníku se budeme zabývat případem, kdy se rovnoměrně otáčí kolem dvou různoběžných os. Setrvačník na obrázku 1.1 se otáčí úhlovou rychlostí $\vec{\omega}_r$ kolem osy rámu o_r , který se dále otáčí rychlostí $\vec{\omega}_u$ kolem svislé osy o_u vzhledem k základnímu prostoru. Daný výsledný pohyb je sférický, neboť osa relativního pohybu a osa unášivého pohybu jsou různoběžné.



Obrázek 1.1

Na setrvačník působí pouze gravitační síla \vec{G} a silové dvojice dané momenty \vec{M}_r a \vec{M}_u , které mají být určeny tak, aby obě rotace byly rovnoměrné. Rám je považován za nehmotný.

Volíme souřadnicový systém O, ξ, η, ζ pohyblivý s tělesem a pevný souřadnicový systém O, x, y, z . Je-li \underline{u} uzlová přímka, pak jsou ψ, ϑ, φ Eulerovy úhly, ϑ je konstantní, osa o_r je osou vlastní rotace, o_u osou precesního pohybu a můžeme tedy psát, že:

$$\vec{\omega}_r = \vec{\omega}_o = \vec{\dot{\varphi}} \quad (1.1 - a)$$

$$\vec{\omega}_u = \vec{\omega}_p = \vec{\dot{\psi}} \quad (1.1 - b)$$

$$\vartheta = konst. \quad (1.1 - c)$$

Momenty setrvačnosti si označíme jako:

$$I_\zeta = I_o$$

$$I_\xi = I_\eta = I$$

další údaje si odvodíme z obrázku 1.1.

Eulerovy kinematické rovnice budou zapsány ve tvaru:

$$\omega_\xi = \dot{\psi} \cdot \sin \vartheta \cdot \sin \varphi \quad (1.2 - a)$$

$$\omega_\eta = \dot{\psi} \cdot \sin \vartheta \cdot \cos \varphi \quad (1.2 - b)$$

$$\omega_\zeta = \dot{\varphi} + \dot{\psi} \cdot \cos \vartheta. \quad (1.2 - c)$$

Rovnice dynamické:

$$I \cdot (\ddot{\psi} \cdot \sin \vartheta \cdot \sin \varphi + \dot{\psi} \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin \vartheta \cdot \cos \varphi) + (I_o - I) \cdot \dot{\psi} \cdot \sin \vartheta \cdot \cos \varphi \cdot (\dot{\varphi} + \dot{\psi} \cdot \cos \vartheta) = -A\eta + B\eta \cdot l + G \cdot d \cdot \sin \vartheta \cdot \cos \varphi \quad 1.3-a$$

$$I \cdot (\ddot{\psi} \cdot \sin \vartheta \cdot \cos \varphi - \dot{\psi} \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin \vartheta \cdot \sin \varphi) + (I - I_o) \cdot (\dot{\varphi} + \dot{\psi} \cdot \cos \vartheta) \cdot \dot{\psi} \cdot \sin \vartheta \cdot \sin \varphi = (A_\xi - B_\xi) \cdot l - G \cdot d \cdot \sin \vartheta \cdot \sin \varphi \quad (1.3 - b)$$

$$I_o \cdot (\ddot{\varphi} + \ddot{\psi} \cdot \cos \vartheta) = M_r. \quad (1.3 - c)$$

Rovnice (1.2) lze získat též tak, že promítneme úhlovou rychlost do příslušných souřadnicových os:

$$\vec{\omega} = \vec{\omega}_r + \vec{\omega}_u = \vec{\dot{\varphi}} + \vec{\dot{\psi}}. \quad (1.4)$$

Následující tři rovnice získáme z věty o pohybu hmotného středu. Uvědomíme-li si, že střed S se rovnoměrně otáčí kolem osy o_u , můžeme psát:

$$m \cdot \dot{\psi}^2 \cdot d \cdot \sin \vartheta \cdot \cos \vartheta \cdot \sin \varphi = A_\xi + B_\xi - G \cdot \sin \vartheta \cdot \sin \varphi \quad (1.5 - a)$$

$$m \cdot \dot{\psi}^2 \cdot d \cdot \sin \vartheta \cdot \cos \vartheta \cdot \cos \varphi = A_\eta + B_\eta - G \cdot \sin \vartheta \cdot \cos \varphi \quad (1.5 - b)$$

$$-m \cdot \dot{\psi}^2 \cdot d \cdot \sin^2 \vartheta = A_\zeta - G \cdot \cos \vartheta. \quad (1.5 - c)$$

Dále budeme uvažovat stav, kdy $\varphi = 0$, a dodržíme požadavek, aby obě úhlové rychlosti byly neměnné:

$$\varphi = 0 \quad (1.6 - a)$$

$$\dot{\varphi} = konst. \quad (1.6 - b)$$

$$\dot{\psi} = konst. \quad (1.6 - c)$$

Z toho vyplývá, že rovnice (1.3) a (1.5) dostaneme ve tvaru:

$$\begin{aligned} I_o \cdot \dot{\psi} \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin \vartheta + (I_o - I) \cdot \dot{\psi}^2 \cdot \sin \vartheta \cdot \cos \vartheta &= \\ = (-A_\eta + B_\eta) \cdot l + G \cdot d \cdot \sin \vartheta & \end{aligned} \quad (1.7 - a)$$

$$0 = (A_\xi - B_\xi) \cdot l + M_u \cdot \sin \vartheta \quad (1.7 - b)$$

$$0 = M_r + M_u \cdot \cos \vartheta \quad (1.7 - c)$$

$$0 = A_\xi + B_\xi \quad (1.8 - a)$$

$$m \cdot \dot{\psi}^2 \cdot d \cdot \sin \vartheta \cdot \cos \vartheta = A_\eta + B_\eta - G \cdot \sin \vartheta \quad (1.8 - b)$$

$$-m \cdot \dot{\psi}^2 \cdot d \cdot \sin^2 \vartheta = A_\zeta - G \cdot \cos \vartheta. \quad (1.8 - c)$$

Těchto šest výše uvedených rovnic obsahuje neznámé: A_ξ , A_η , A_ζ , B_ξ , B_η , M_r , M_u .

$$Z (1.7 - c) \text{ získáváme} \quad M_r = 0,$$

$$z (1.7 - b) \text{ a } (1.8 - a) \quad A_\xi = B_\xi = 0,$$

$$\text{takže i} \quad M_u = (A_\xi - B_\xi) \cdot l = 0.$$

Rovnice (1.7) nabudou tak tvaru:

$$\begin{aligned} I_o \cdot \dot{\psi} \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin \vartheta + (I_o - I) \cdot \dot{\psi}^2 \cdot \sin \vartheta \cdot \cos \vartheta &= \\ = (-A_\eta + B_\eta) \cdot l + G \cdot d \cdot \sin \vartheta & \end{aligned} \quad (1.9 - a)$$

$$0 = 0 \quad (1.9 - b)$$

$$0 = 0. \quad (1.9 - c)$$

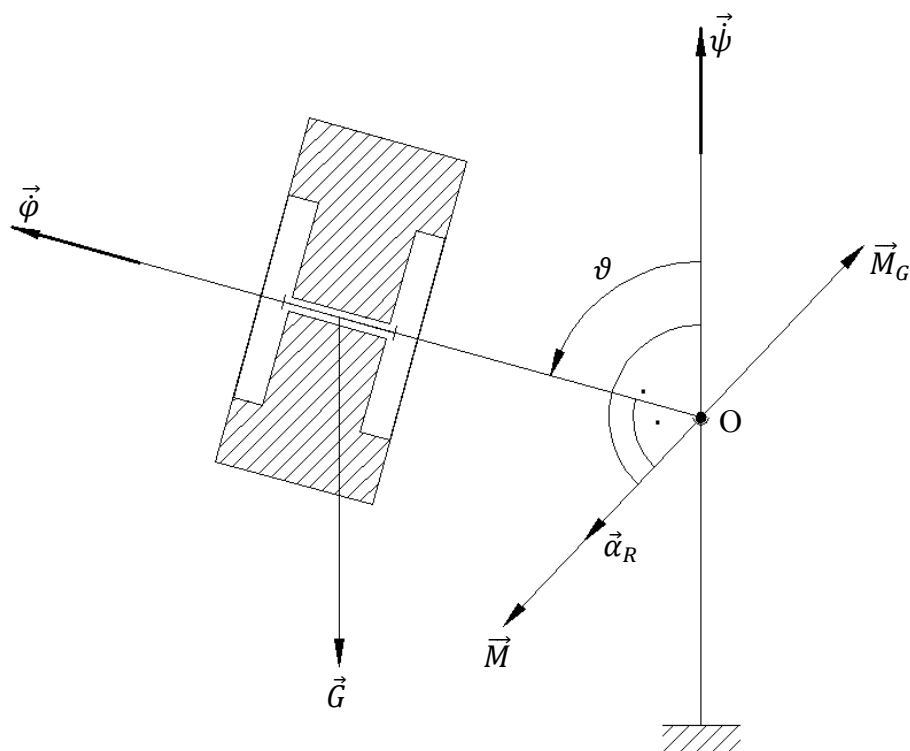
K tomu, aby těžký setrvačník vykonával rotaci rovnoměrně kolem různoběžných os, není třeba dalších vnějších zásahů. Jestliže jsou obě rychlosti takové, že:

$$I_o \cdot \dot{\psi} \cdot \dot{\varphi} + (I_o - I) \cdot \dot{\psi}^2 \cdot \cos \vartheta = G \cdot d, \quad (1.10)$$

prochází výslednice reakcí středem 0 a

$$-A_\eta + B_\eta = 0. \quad (1.11)$$

Tento setrvačník by potom stačilo podepřít ve středu sférického pohybu a vykonával by rovnoměrnou precesi (rotaci kolem osy unášivého pohybu) při rovnoměrné vlastní rotaci (rotaci kolem osy relativního pohybu), obrázek 1.2.



Obrázek 1.2

Výše uvedené poznatky byly odvozeny z pohybových rovnic, kdy jsme předpokládali situaci, kdy $\varphi = 0$. Vzhledem k tomu, že setrvačník je rotačně symetrický, lze v jakékoli jeho poloze volit souřadnicový systém tak, aby to pro φ byla počáteční poloha. Rovnice tudíž mají obecnou platnost pro každou polohu a z toho plyne, že i pro celý pohyb.

Rovnice (1.9) představují rozepsanou vektorovou rovnici

$$\left[I_o + (I_o - I) \cdot \frac{\dot{\psi}}{\dot{\phi}} \cdot \cos \vartheta \right] \cdot \vec{\psi} \times \vec{\phi} = \vec{M}, \quad (1.12)$$

kde \vec{M} je moment vnějších sil k počátku.

Zavedeme substituci:

$$\vec{\psi} \times \vec{\phi} = \vec{\alpha}_R, \quad (1.13)$$

kde $\vec{\alpha}_R$ je úměrné Resalovu zrychlení, to však působí v opačném smyslu, jako kdyby se co nejkratší cestou ztotožnil s osou unášivého pohybu o_u , a to i co do smyslu.

Záporně vzatý výraz na levé straně se nazývá gyroskopický moment

$$\vec{M}_G = - \left[I_o + (I_o - I) \cdot \frac{\dot{\psi}}{\dot{\phi}} \cdot \cos \vartheta \right] \cdot \vec{\alpha}_R, \quad (1.14)$$

Smysl gyroskopického momentu je možné určit pravidlem levé ruky (palec ukazuje vektor rychlosti $\vec{\psi}$, ukazovák $\vec{\phi}$, prostředník ukazuje směr \vec{M}_G)

Rovnici (1.12) lze pak napsat ve tvaru:

$$-\vec{M}_G = \vec{M}, \quad (1.15)$$

$$\vec{M} + \vec{M}_G = 0, \quad (1.16)$$

která nám říká, že v našem případě jsou moment vnějších sil a gyroskopický moment v rovnováze.

Podle d'Alembertova principu jsou však v dynamice v rovnováze vnější a setrvačné síly. Gyroskopický moment je tedy roven momentu setrvačných sil k počátku.

V případě podle obrázku 1.2, kdy je dodržena podmínka (1.10), můžeme pak říci, že moment vlastní váhy je vyrovnan momentem gyroskopickým, takže nedochází k pádu tělesa. Jinak řečeno jde o rovnováhu silových dvojic - dvojice tvořené tíhou a reakcí v opěrném bodě, s dvojicí vzniklou při nahrazení setrvačných sil pro střed sférického pohybu.

V technické praxi, kde se využívá gyroskopický moment, bývá $\dot{\phi}$ velmi vysoké a $\dot{\psi}$ malé. Pak lze gyroskopický moment přibližně vyjádřit výrazem:

$$\vec{M}_G = -I_o \cdot \vec{\alpha}_R = -I_o \cdot \vec{\psi} \times \vec{\phi}, \quad (1.17)$$

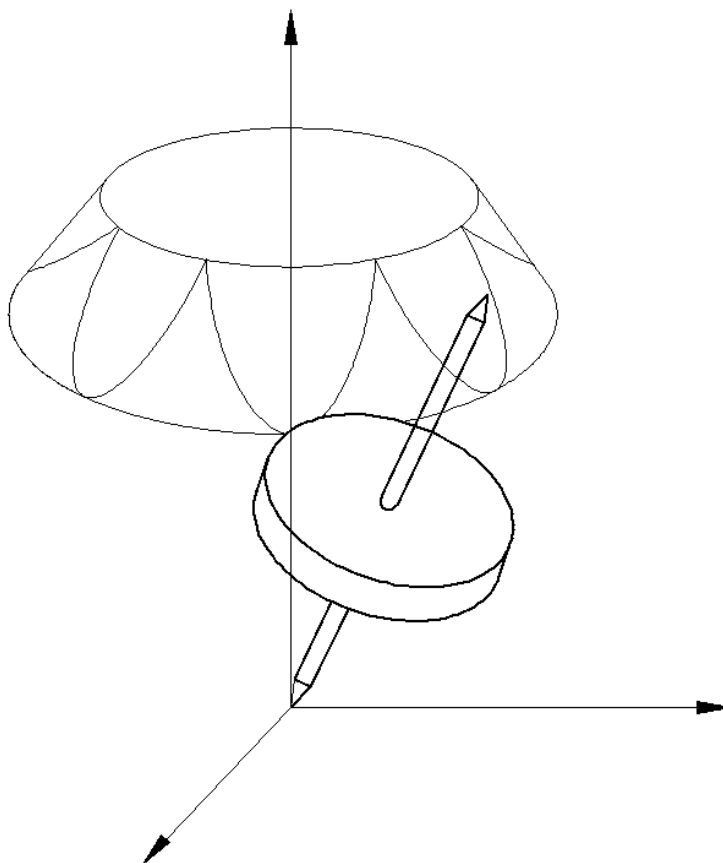
o velikosti:

$$M_G = I_o \cdot \dot{\psi} \cdot \dot{\phi} \cdot \sin \vartheta. \quad (1.18)$$

V případě, kdy jsou osy kolmé ($\vartheta = \frac{1}{2} \cdot \pi$) je to výraz přesný.

Z uvedených výsledků tohoto odstavce a z obrázku 1.2 plyne, že vhodnou volbou určitých podmínek daných rovnicí (1.10) a vhodnými počátečními podmínkami je možná

i regulární precese těžkého symetrického setrvačníku. V obecném případě je však jeho pohyb složitější. Rotační precesní pohyby jsou nerovnoměrné, kolísající kolem určitých středních hodnot a úhel nutace se mění v určitém rozmezí. Trajektoriemi bodů osy vlastní rotace jsou sférické křivky cykloidálního charakteru, jak ukazuje obrázek 1.3.



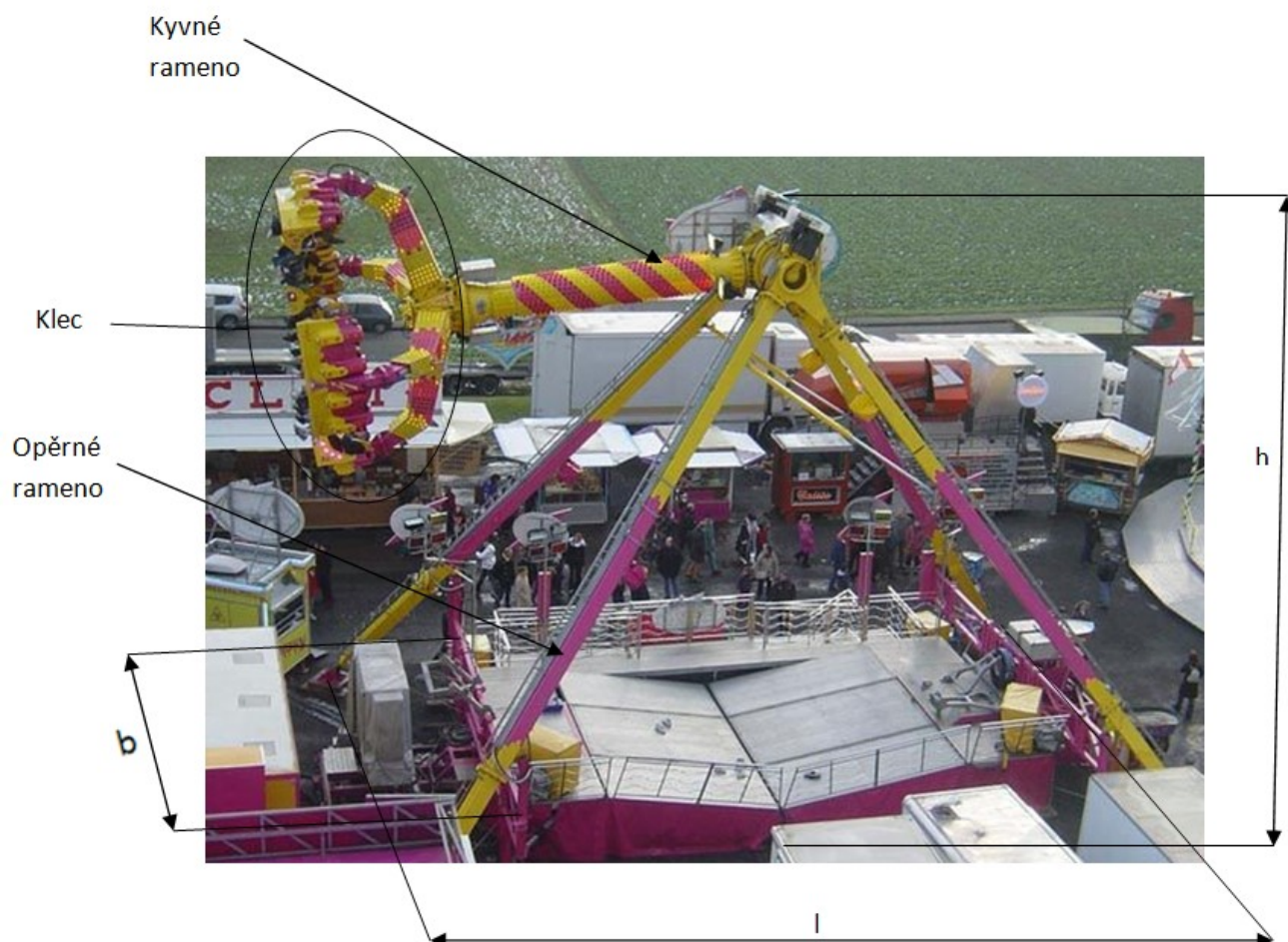
Obrázek 1.3

Při vysoké rychlosti vlastní rotace jsou uvedené změny malé, a proto je možno při technických výpočtech změnu nutačního úhlu zanedbat a považovat precesní pohyb za rovnoměrný.

Při popisování gyroskopických momentů bylo čerpáno z [2].

2. Popis zařízení

Atrakce STREET FIGHTER je zábavní pouťové zařízení, které lze instalovat opakovaně bez poškození, dočasně nebo trvale na pouťových prostranstvích, v zábavních parcích či jiných lokalitách. Smontované zařízení je znázorněno na obrázku 2.1, kdy rozměry jsou uvedeny v tabulce 2.1



Obrázek 2.1 – Celkové dispozice.

Rozměry smontované atrakce			
Název	Jednotka	Označení	Hodnota
Délka	[mm]	l	13 700
Šířka	[mm]	b	10 200
Výška	[mm]	h	11 500

Tabulka 1.1 - Rozměry smontované atrakce.

Zábavní zařízení je určeno k rotaci osob v sedačkách jednotlivých gondol, tyto gondole jsou čtyři, které nabízejí místo pro čtyři osoby, celkem tedy pro šestnáct osob. Tyto gondole mají pracovní název klec, ta je umístěna v dolní části kyvného ramene. Kyvné rameno je délky

$$l_r = 7\,000\text{ mm} \quad (2.1)$$

s maximální výchylkou měřenou od svislice až do úhlu

$$\alpha_k = 120^\circ. \quad (2.2)$$

Kyvné rameno je kloubově uloženo na čtyřech opěrných ramenech, tyto jsou zakotveny do rámu příhradové konstrukce a tato konstrukce je zapřena do země (viz obrázek 2.1). Maximální výška, do které se klec umístěná na konci ramene dostane:

$$v = 16\,500\text{ mm}. \quad (2.3)$$

Perioda kyvu činí

$$T_K = 8\text{ s} \quad (2.4)$$

a perioda otáčení klece

$$T_R = 4\text{ s}. \quad (2.5)$$

Průměrná úhlová rychlost kyvu

$$\omega_K = \frac{2 \cdot \pi}{T_K} \cdot 60 \quad (2.6 - a)$$

$$\omega_K = \frac{2 \cdot \pi}{8} \cdot 60 \quad (2.6 - b)$$

$$\omega_k = 47,1\text{ rad} \cdot \text{min}^{-1} \quad (2.6 - c)$$

Úhlová rychlost otočení klece

$$\omega_R = \frac{2 \cdot \pi}{T_R} \cdot 60 \quad (2.7 - a)$$

$$\omega_R = \frac{2 \cdot \pi}{4} \cdot 60 \quad (2.7 - b)$$

$$\omega_R = 94,3\text{ rad} \cdot \text{min}^{-1} \quad (2.7 - c)$$

Atrakce je poháněna třemi elektromotory s převodovkou, z toho dva hlavní elektromotory kývají kyvným ramenem a vedlejší elektromotor zajišťuje rotaci klece - ta je zobrazena na obrázku 2.2.



Obrázek 2.2 - Klec s gondolami.

Vzhledem k tomu, že tato atrakce je mobilní, musí se demontovat do přepravních rozměrů, tyto rozměry jsou uvedeny v tabulce 2.2. Demontovaná atrakce je zobrazena na obrázku 2.3.



Obrázek 2.3 - Demontované zařízení.

Přepravní rozměry			
Název	Jednotka	Označení	Hodnota
Délka	[mm]	L	13 700
Šířka	[mm]	B	2 550
Výška	[mm]	H	4 000

Tabulka 2.2 - Základní přepravní rozměry

2.1 Parametry v různých polohách

Zařízení je zobrazeno ve třech různých polohách (obrázek 2.4, obrázek 2.5, obrázek 2.6), pro názornost jsou vždy jednotlivé polohy doplněny tabulkou, ve které jsou uvedeny technické parametry rychlosti a výchylky.



Obrázek 2.4 – Kyvné rameno v horní úvrati.

Parametry v horní úvrati			
Název	Jednotka	Označení	Hodnota
Úhlová frekvence kyvného ramene	$[min^{-1}]$	ω_K	0
Úhlová frekvence klece	$[min^{-1}]$	ω_R	94,3
Výchylka kyvného ramene	$[^{\circ}]$	α_K	120

Tabulka 2.2 - Parametry v horní úvrati.



Obrázek 2.5 - Kyvné rameno v obecné poloze.

Parametry v obecné poloze			
Název	Jednotka	Označení	Hodnota
Úhlová frekvence kyvného ramene	$[min^{-1}]$	ω_K	$0 < \omega_K < 47,1$
Úhlová frekvence klece	$[min^{-1}]$	ω_R	94,3
Výchylka kyvného ramene	$[^\circ]$	α_K	$0^\circ < \alpha_K < 120^\circ$

Tabulka 2.3 – Parametry v obecné poloze.

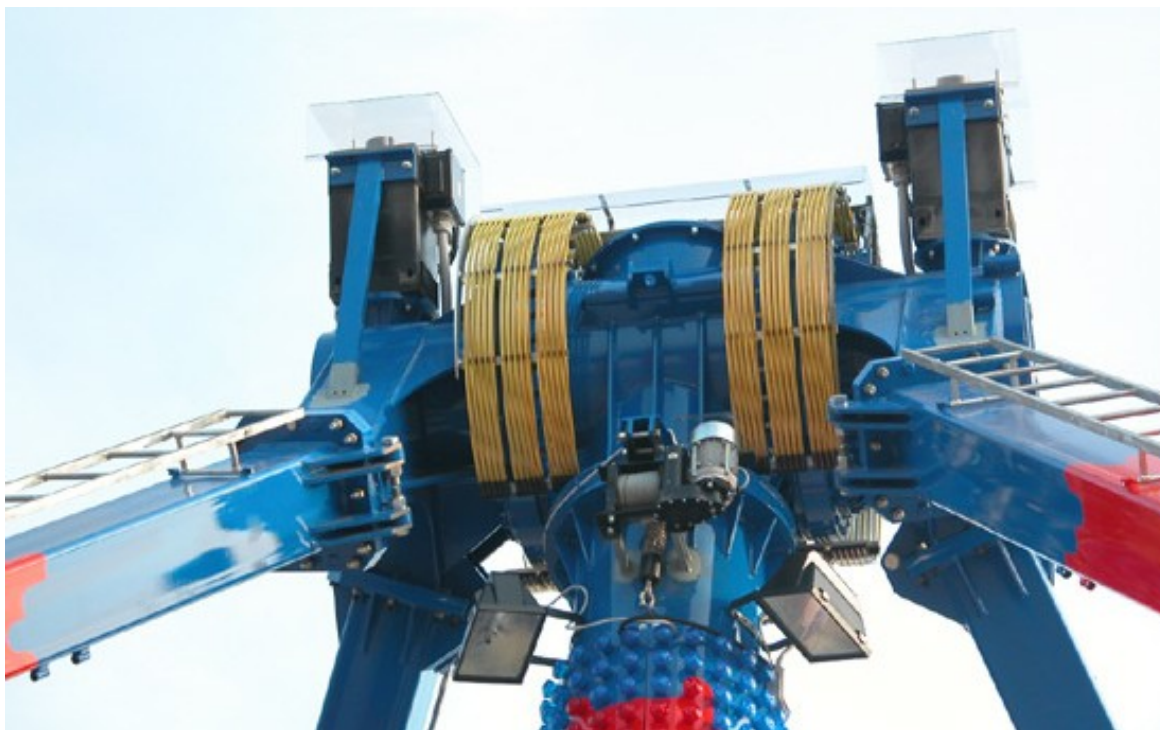


Obrázek 2.6 – Kyvné rameno v dolní úvrati.

Parametry v dolní úvrati			
Název	Jednotka	Označení	Hodnota
Úhlová frekvence kyvného ramene	$[\text{min}^{-1}]$	ω_K	47,1
Úhlová frekvence klece	$[\text{min}^{-1}]$	ω_R	94,3
Výchylka kyvného ramene	$[\text{°}]$	α_K	0

Tabulka 2.4 - Parametry v dolní úvrati.

Popis atrakce je doplněn detailem uložení kyvného ramene (obrázek 2.7), na kterém je mimo jiné zobrazeno pomocné zvedací zařízení, sada kroužků a kartáčů pro přenos elektrické energie do pohyblivého kyvného ramene.



Obrázek 2.7 - Detail uložení kyvného ramene.

3. Technické požadavky na zařízení a rozbor zatížení

3.1 Bezpečnost

Jeden z hlavních požadavků, který je nutno za každých okolností dodržet. Při konstrukčním návrhu je třeba vhodně zvolit profil, průřez a materiál jednotlivých částí, aby koeficient bezpečnosti neklesl pod hodnotu 1,5 vůči mezi únavy daného materiálu.

3.2 Jednoduchost montáže a demontáže

Montáž a demontáž tohoto zařízení bývá velice častá, to znamená, že atrakce tomu musí být uzpůsobena. Při ručním přemísťování břemen nesmí dle nařízení vlády č. 178/2001 Sb. hmotnost břemene překročit 50 kg na muže, to znamená, že při počtu dvou osob určených k montáži a demontáži atrakce nesmí hmotnost ručně přenášeného břemene překročit 100 kg. Pokud tuto hmotnost břemeno překročí, je třeba do nosné konstrukce zakomponovat pomocná zvedací zařízení.

3.3 Vyměnitelnost opotřebovaných částí

U zařízení musí být zajištěna případná výměna součástí s omezenou životností, jako jsou například ložiska. K těmto součástem je třeba zajistit přístupnost pomocného obslužného nářadí.

3.4 Energetická náročnost

V praxi je to jeden z hlavních technických požadavků na zařízení, kdy pohon atrakce musí být řešen pomocí elektromotorů s převodovkami. Dva hlavní motory jsou určeny k pohonu kyvu atrakce a jeden vedlejší motor je určen k rotaci klece. Další elektromotor je třeba k pohonu čerpadla hydraulického systému, který je nutný pro montáž a demontáž atrakce. Další součástí nutnou pro provoz této atrakce je kompresor pro stlačování vzduchu. Nedílnou součástí této atrakce je reklamní osvětlení.

3.5 Svařitelnost

Při návrhu materiálu je třeba volit materiál se zaručenou svařitelností.

3.6 Převážnost

Tento požadavek je velice důležitý, neboť jsou zde jak požadavky rozměrové, tak požadavky hmotnostní. Převážnost rozměrů musejí být uzpůsobeny dle příslušného zákona 56/2001 Sb. příloha č.1. Váha zařízení musí odpovídat typu použitého podvozku, kdy tří nápravový návěs má celkovou užitnou hmotnost 35 000 kg, vlastní hmotnost činí 6 500 kg, z toho vyplývá, že užitná hmotnost je 28 500 kg. Tuto hmotnost zařízení nesmí překročit.

Odůvodnění: Tří nápravový návěs byl vybrán z důvodu, po jakém terénu se atrakce pohybuje. V mnohých případech jsou lokality travnaté a ne příliš zpevněné. U těchto návěsů je rozložení hmotnosti na jednotlivé nápravy a na točnici tahače nejlepší, tudíž boření do nezpevněného podloží by mělo být nejmenší.

3.7 Rozbor zatížení

Zátěž konstrukce se skládá ze zatížení způsobující vlastní hmotnost konstrukce, klec s gondolami a hmotnost osob. Hmotnost klece činí 2 480 kg. Zatížení od hmotnosti jedné osoby činí 100 kg dle normy ČSN EN 13814. Další hmotnost 20 kg je uvažována na hmotnost sedačky, hmotnost zábrany a dekorativního osvětlení.

Výpočet celkové hmotnosti klece s gondolami

m_{1os} ...hmotnost jedné osoby...100 kg

m_{os} ...hmotnost 16 osob

n ...počet míst

$$m_{os} = n \cdot m_{1os} \quad (3.1 - a)$$

$$m_{os} = 16 \cdot 100 \quad (3.1 - b)$$

$$m_{os} = 1\,600 \text{ kg} \quad (3.1 - c)$$

$m_{př}$...přídavná hmotnost...20 kg

$m_{C_{př}}$...celková přídavná hmotnost

$$m_{C_{př}} = n \cdot m_{př} \quad (3.2 - a)$$

$$m_{C_{př}} = 16 \cdot 20 \quad (3.2 - b)$$

$$m_{C_{př}} = 320 \text{ kg} \quad (3.2 - c)$$

m_G ...celková hmotnost klece s gondolami

m_K ...hmotnost klece

$$m_G = m_{os} + m_{C_{př}} + m_K \quad (3.3 - a)$$

$$m_G = 1\,600 + 320 + 2\,480 \quad (3.3 - b)$$

$$m_G = 4\,400 \text{ kg} \quad (3.3 - c)$$

Samotná konstrukce způsobuje zatížení od vlastní hmotnosti konstrukce, ta činí 17 760 kg
Přídavné zatížení způsobuje gyroskopický moment, který vzniká současnou rotací okolo dvou různoběžných os (kyv ramene okolo horizontální osy a rotace klece s gondolami okolo osy kyvného ramene, tyto osy jsou vzájemně kolmé).

Výpočet velikosti gyroskopického momentu

I_k ...moment setrvačnosti klece ... $0,1938 \cdot 10^8 \text{ t} \cdot \text{mm}^2$...čerpáno z [5]

$$M_G = I_k \cdot \omega_k \cdot \omega_r \quad (3.4 - a)$$

$$M_G = 1,938 \cdot 10^4 \cdot 0,785 \cdot 1,571 \quad (3.4 - b)$$

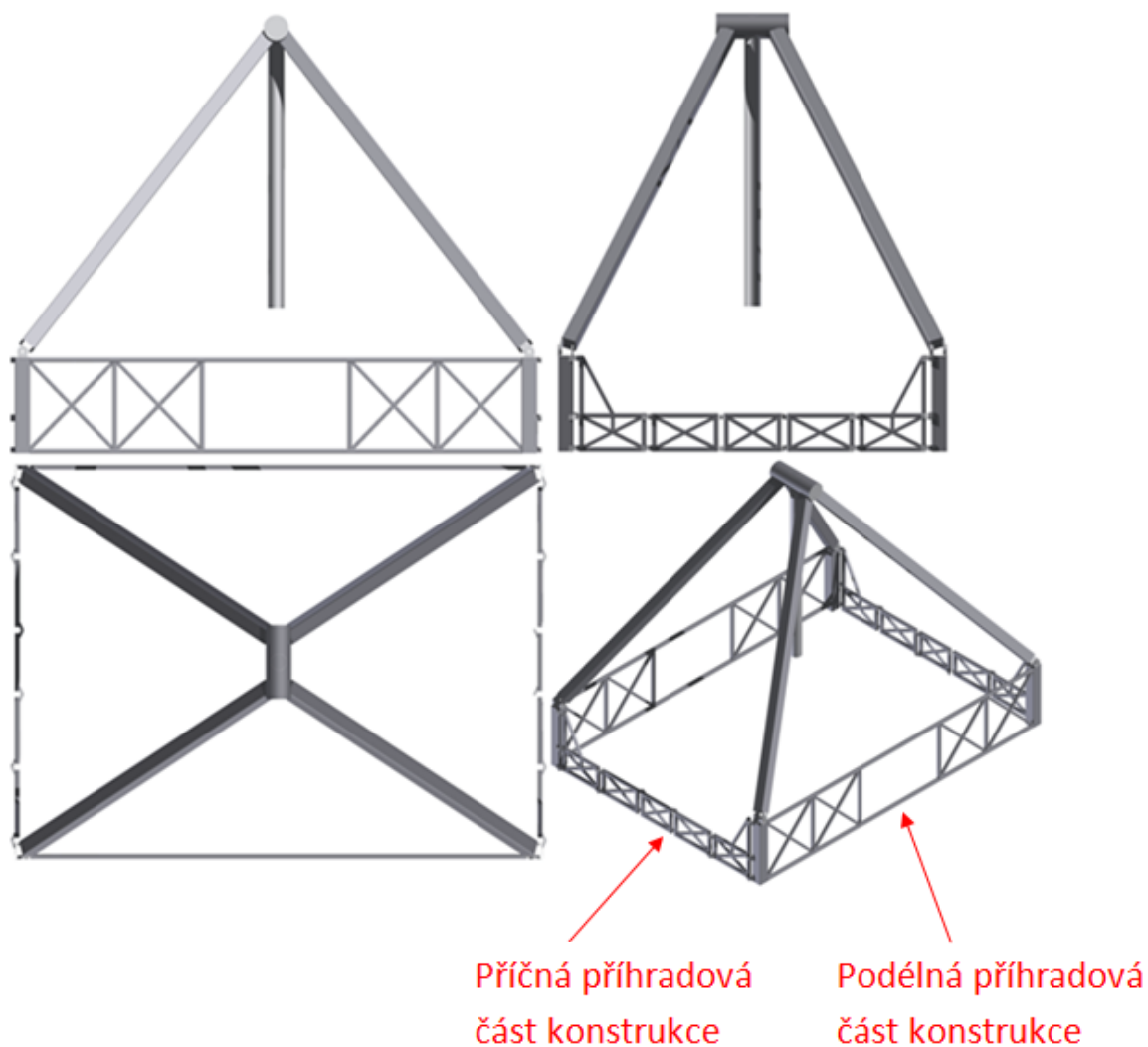
$$M_G = 23\,900 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (3.4 - c)$$

4. Schéma navrženého zařízení

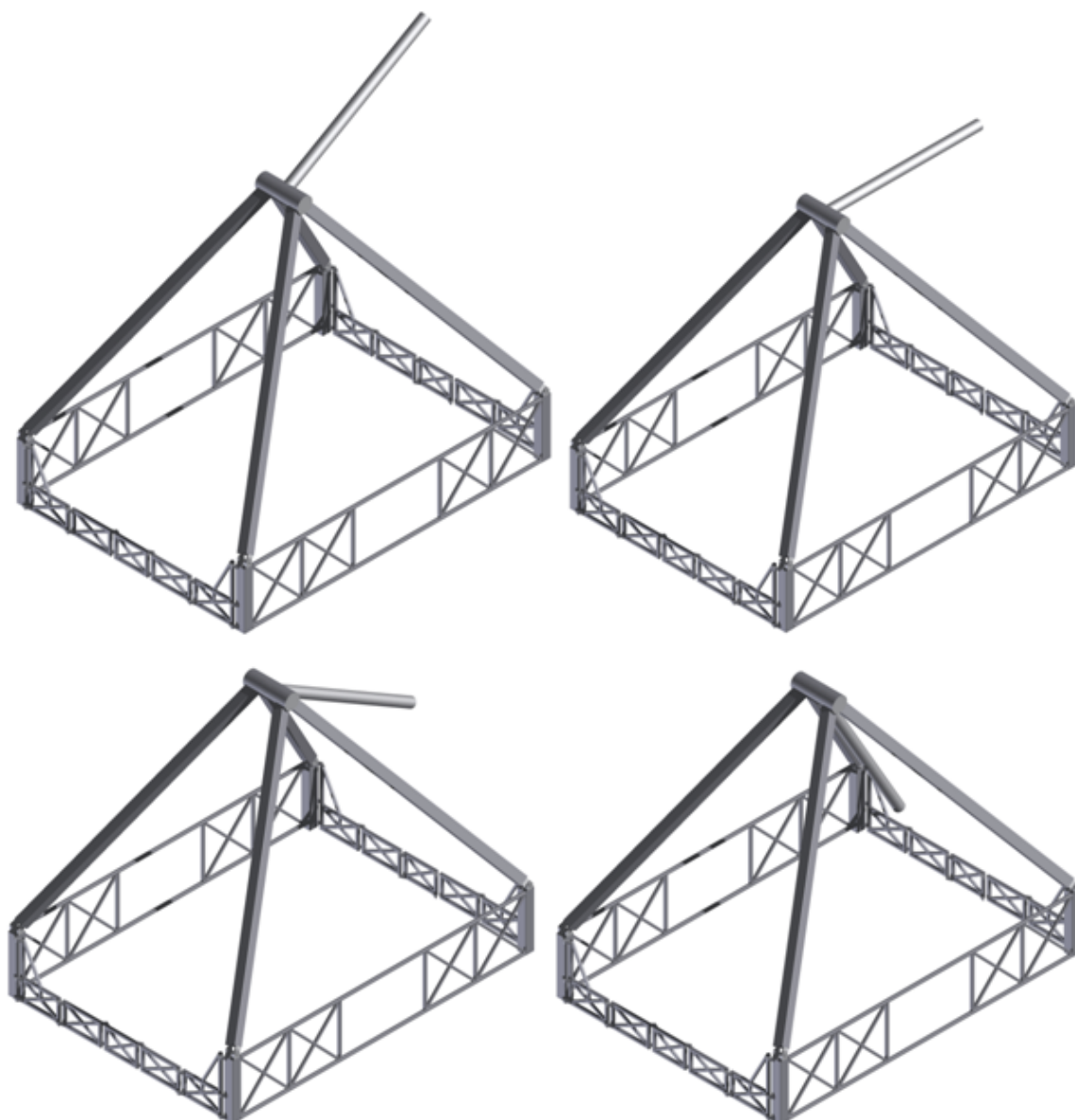
Toto schéma je doplněno výkresovou dokumentací, ta je obsažena v přílohách, kde jsou naznačeny základní rozměry, profily a průřezy.

4.1 Doplnující obrázky zařízení

Náhled svařované příhradové konstrukce je znázorněn na obrázku 4.1, kdy je kyvné rameno v dolní úvratí. Ostatní polohy kyvného ramene jsou znázorněny na obrázku 4.2.

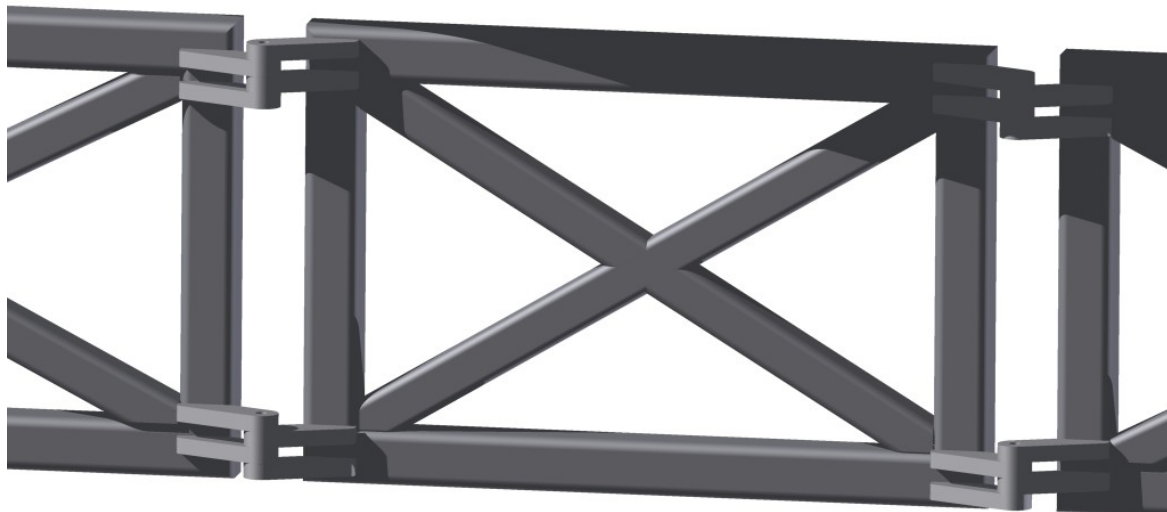


Obrázek 4.1 - Schéma zařízení v dolní úvratí.

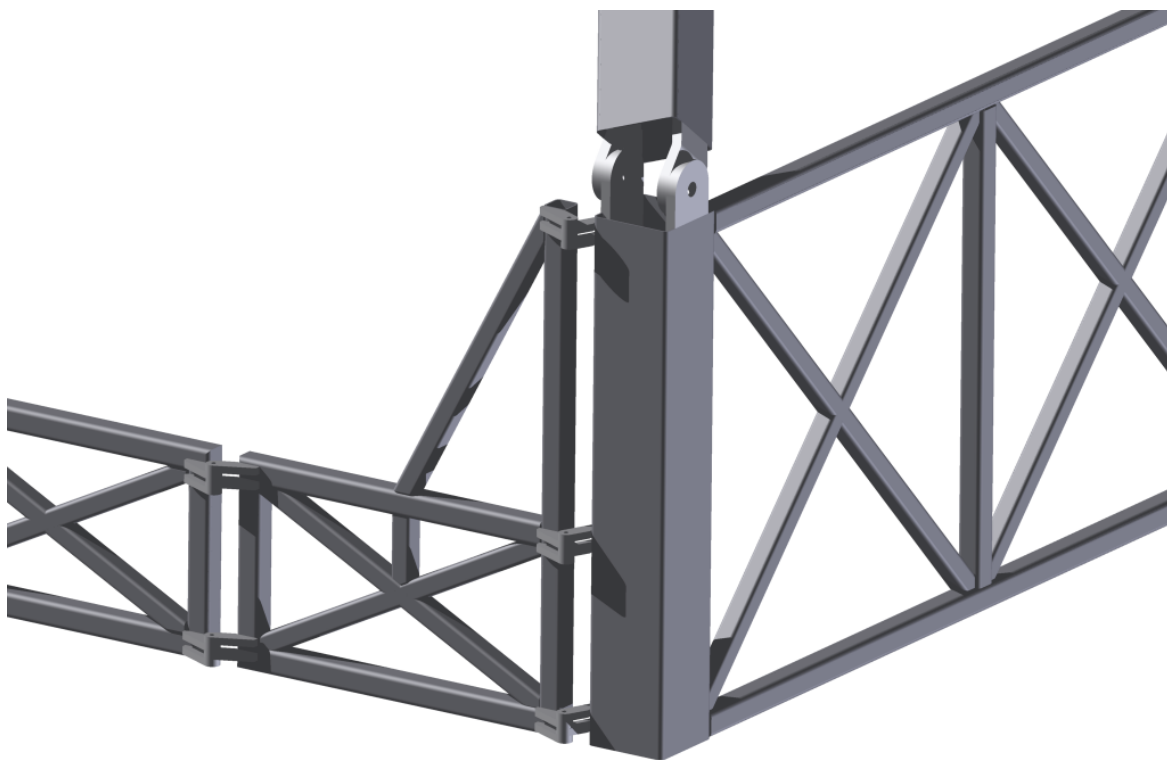


Obrázek 4.2 – Schéma zařízení v polohách 120°, 90°, 60°, 30°.

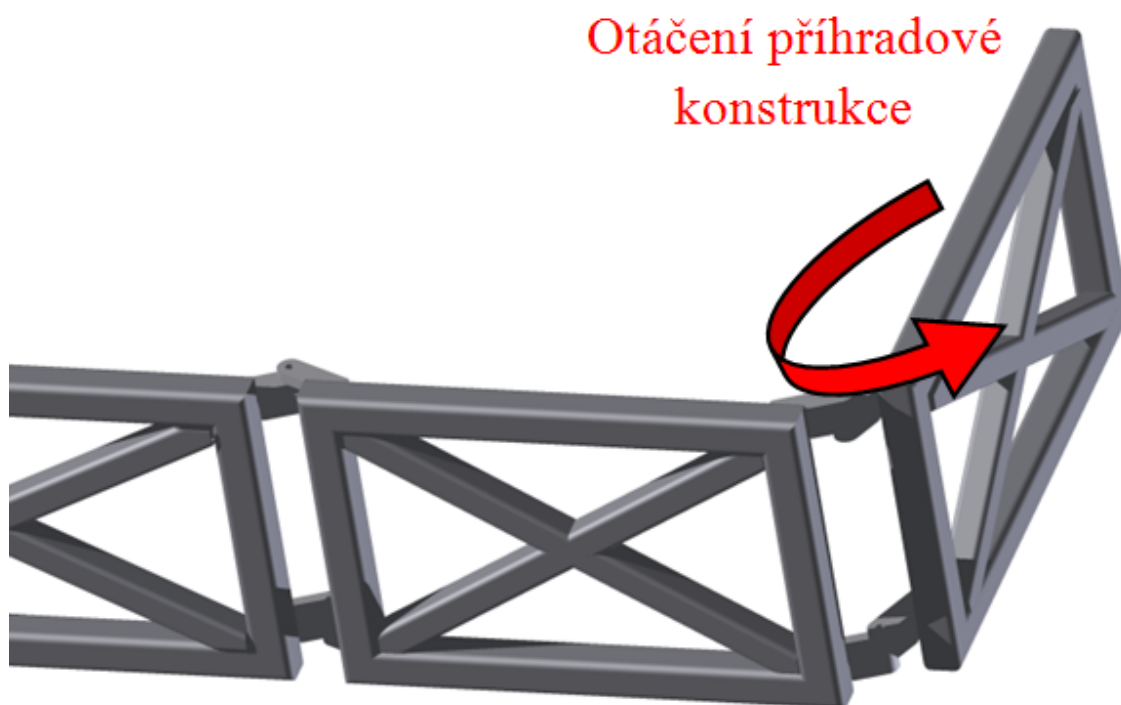
Spodní část atrakce se skládá ze svařované příhradové konstrukce, kde příčná část konstrukce je opatřena z důvodu montáže a demontáže klouby (obrázek 4.3 a obrázek 4.4). Podélná část konstrukce je pevně svařena (obrázek 4.6). Přisunutí této podélné konstrukce k rámu podvozku zajistí otočení příčné části konstrukce (otáčení příčné konstrukce je znázorněno na obrázku 4.5.)



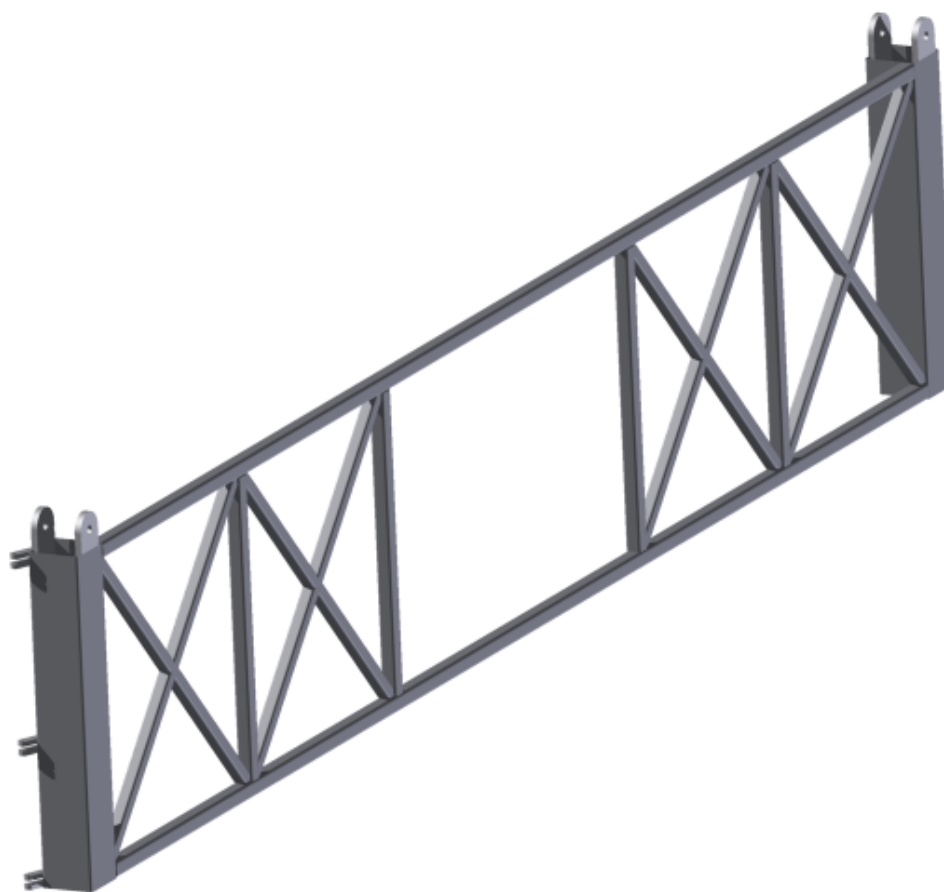
Obrázek 4.3 – Schéma příčné příhradové konstrukce s klouby.



Obrázek 4.4 – Schéma rohového sloupku s klouby včetně uchycení nosného ramene.

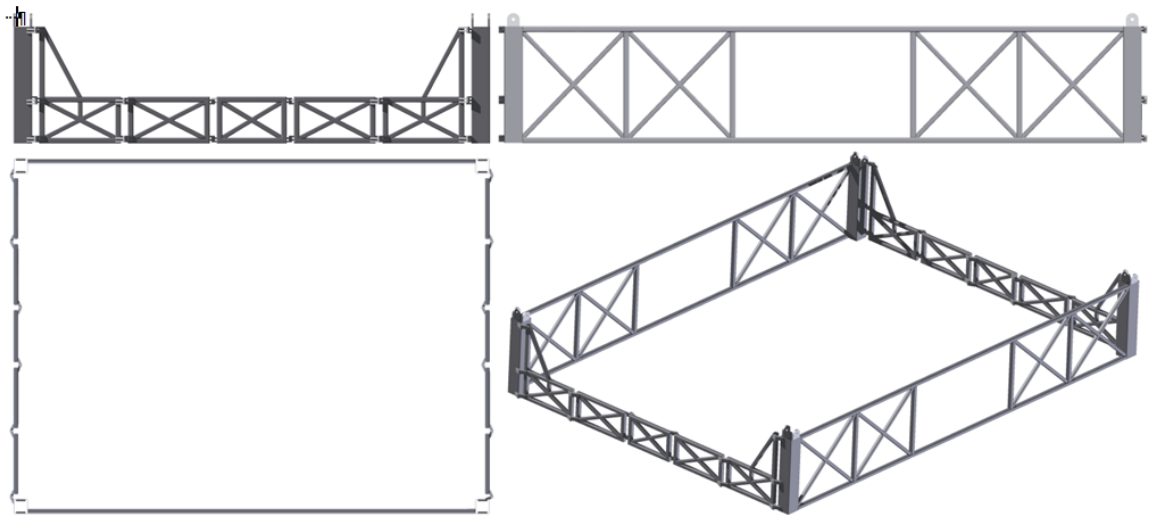


Obrázek 4.5 – Nákres příčné příhradové konstrukce s vyznačením způsobu otáčení.

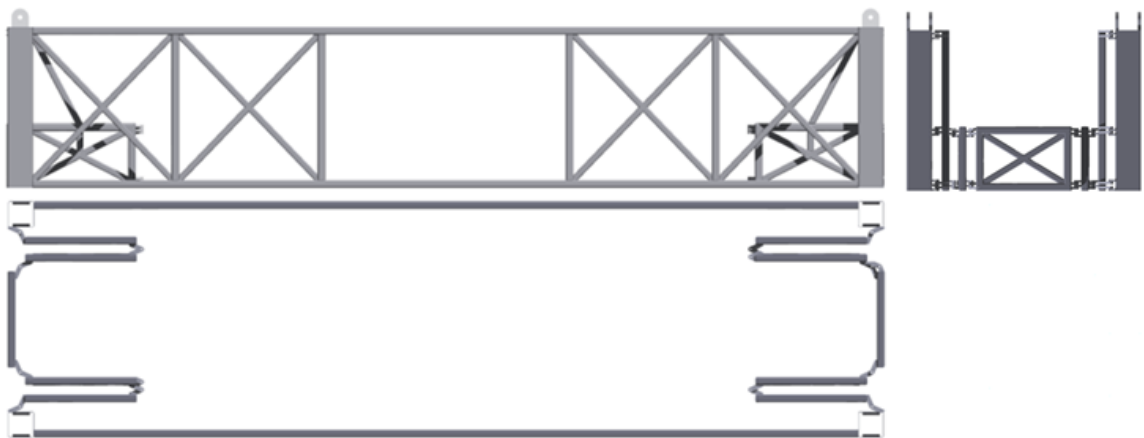


Obrázek 4.6 – Schéma podélné příhradové konstrukce.

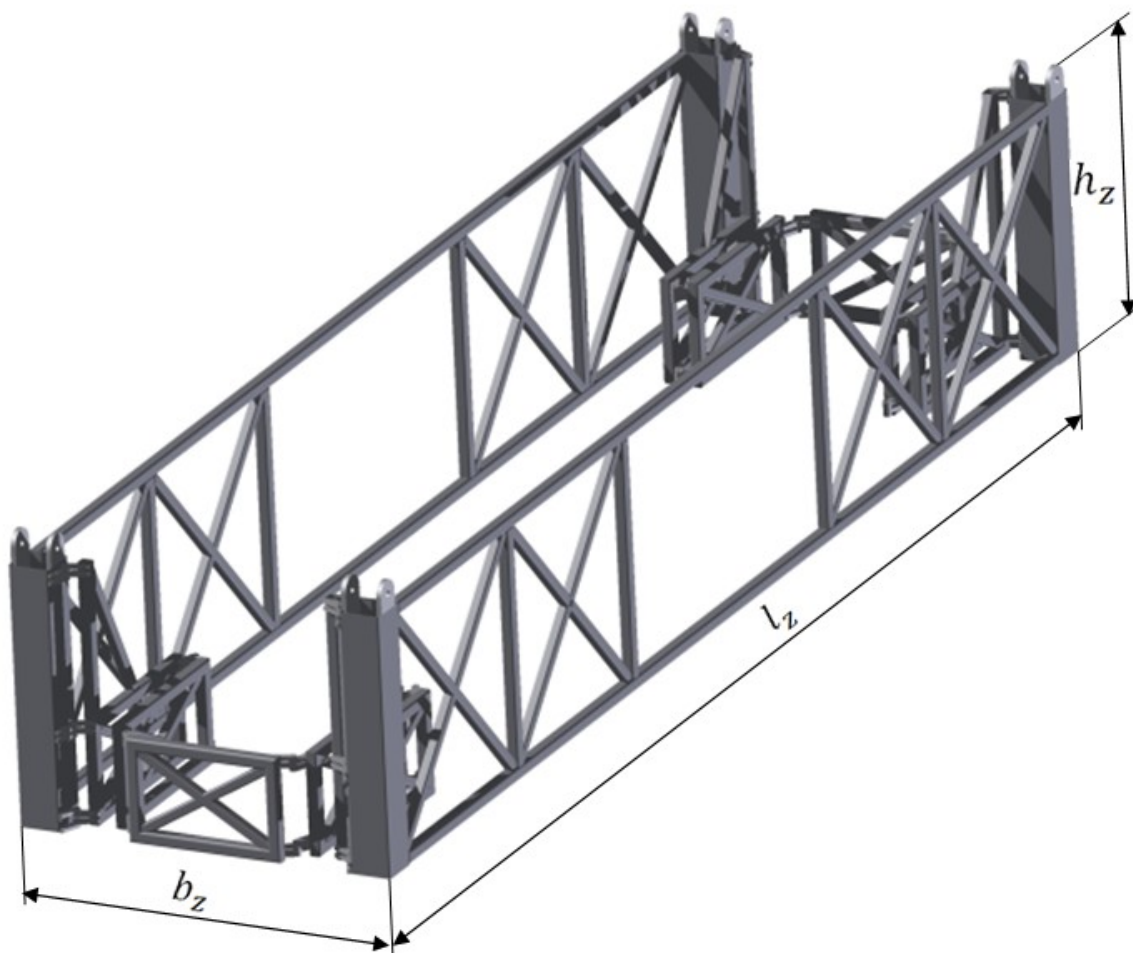
Pro názornost bude zobrazeno schéma rozložené příhradové konstrukce (obrázek 4.7) a složené příhradové konstrukce do přepravních podmínek (obrázek 4.8 a obrázek 4.9). Pro lepší přehlednost níže uvedených schémat nebylo uvažováno s nosnými rameny a s ramenem kyvu. Rozměry složené konstrukce jsou v tabulce 4.1.



Obrázek 4.7 – Schéma rozložené příhradové konstrukce.



Obrázek 4.8 – Schéma složené příhradové konstrukce.



Obrázek 4.9 – Schéma složené příhradové konstrukce.

Rozměry složené konstrukce			
Název	Jednotka	Označení	Hodnota
Délka	[mm]	l_z	13 700
Šířka	[mm]	b_z	2 550
Výška	[mm]	h_z	2 650

Tabulka 4.1 – Rozměry složené příhradové konstrukce.

5. Pevnostní a tuhostní kontrola pomocí metody konečných prvků

5.1 Materiálové vlastnosti

Všechny součásti konstrukce byly uvažovány jako ocelové a byly zhotoveny z materiálu S235JRH. a S355J0H. Vlastnosti těchto materiálů jsou uvedeny v tabulce 5.1 a v tabulce 5.2.

S235JRH			
Název	Jednotka	Označení	Hodnota
Modul pružnosti v tahu	[MPa]	E	$2,1 \cdot 10^5$
Poissonova konstanta	[–]	μ	0,3
Mez únavy v ohybu	[MPa]	σ_{0c}	130

Tabulka 5.1- Materiálové vlastnosti oceli S235JRH.

S355J0H			
Název	Jednotka	Označení	Hodnota
Modul pružnosti v tahu	[MPa]	E	$2,1 \cdot 10^5$
Poissonova konstanta	[–]	μ	0,3
Mez únavy v ohybu	[MPa]	σ_{0c}	175
Mez úměrnosti	[MPa]	σ_u	245

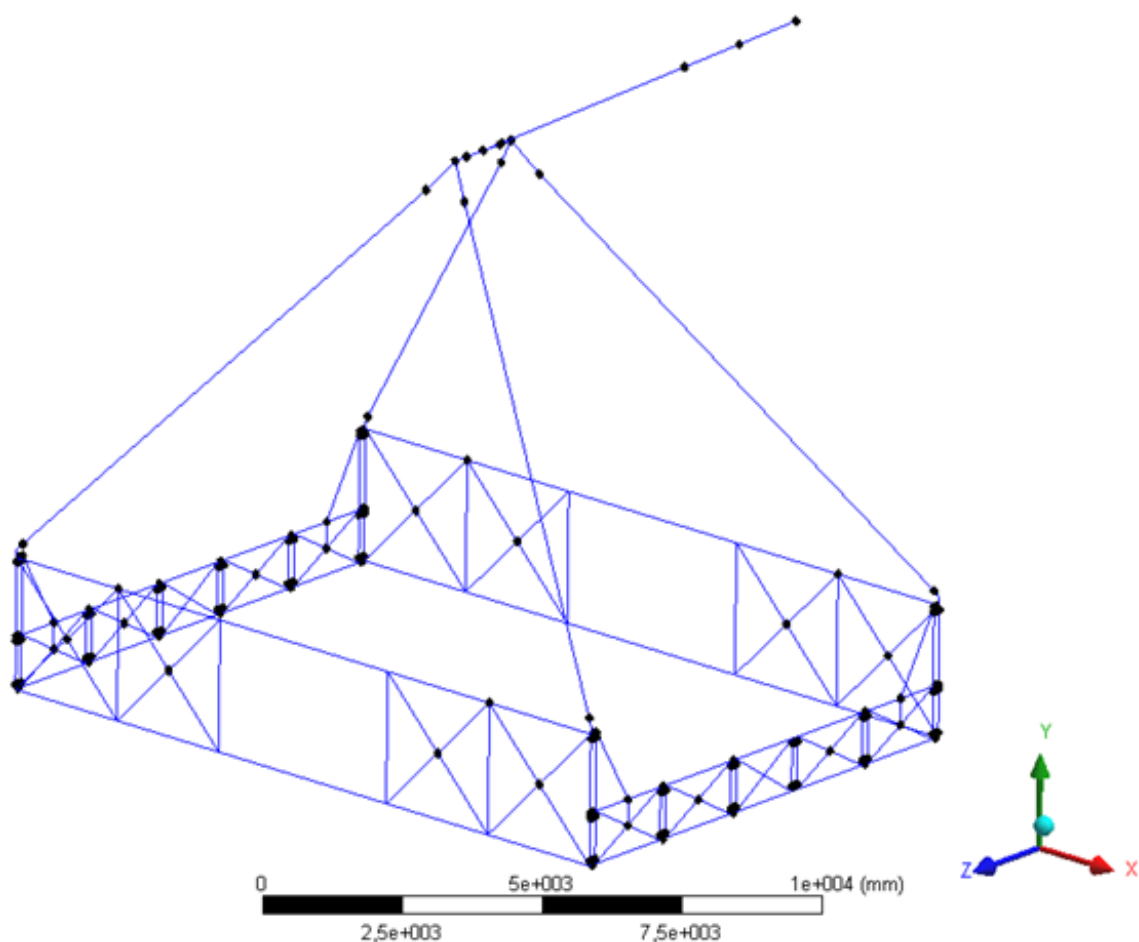
Tabulka 5.2- Materiálové vlastnosti oceli S355J0H.

5.2 Nastavení a charakter zatížení

Úlohu lze charakterizovat jako dynamickou, z důvodu uvažování pohybu kyvného ramene. Konečnoprvková analýza bude provedena v programovém prostředí ANSYS Workbench 13.0.

5.3 Tvorba modelu

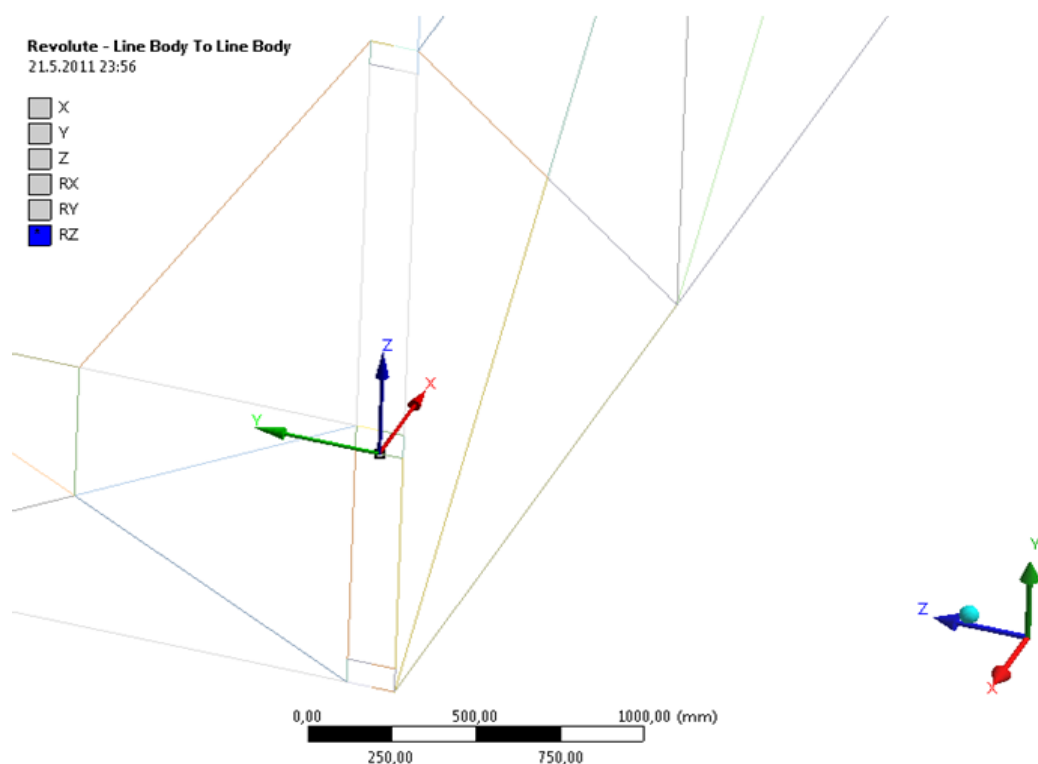
Při tvorbě modelu byla přijata určitá zjednodušení, to znamená, že model byl tvořen nosníkovými prvky, kdy bylo třeba v geometrickém modeláři nejprve vymodelovat model pomocí konstrukčních bodů a tyto body spojit v úsečky a těmto následně přiřadit profil a průřez. Hlavní výhodou tohoto modelování byla možnost snadno měnit předem zvolené profily a průřezy, které nevyhověly jak deformační, tak napěťové podmínce. Geometrický model je vykreslen na obrázku 5.1.



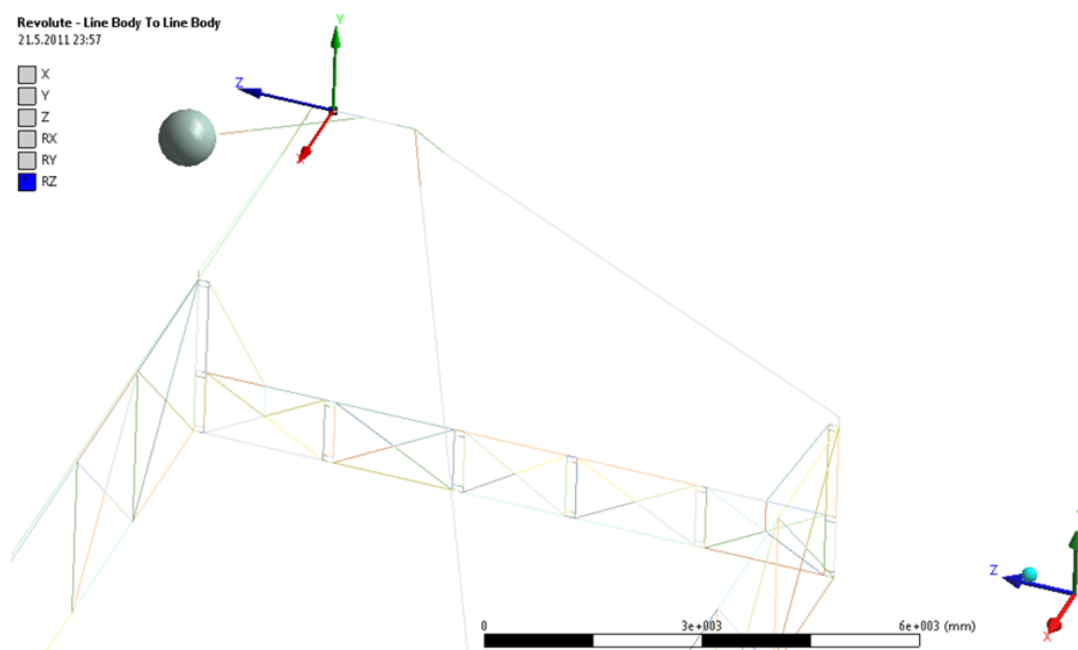
Obrázek 5.1 – Geometrický model.

5.4 Nastavení vazeb

V místech, kde má být dovolen rotační pohyb je třeba vložit vazbu, v tomto případě je to kloub, který se otáčí okolo osy z. Příklady vazeb jsou uvedeny na obrázku 5.2 a na obrázku 5.3



Obrázek 5.2 – Nastavení vazby mezi podélnou a příčnou příhradovou konstrukcí.

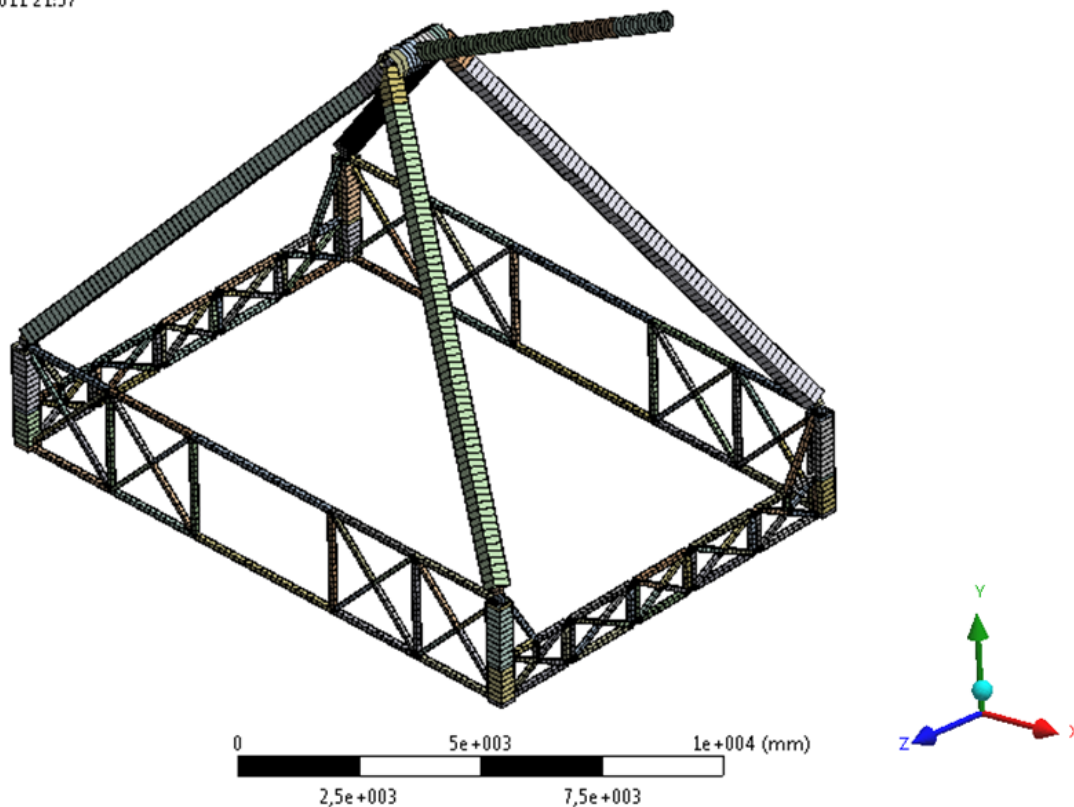


Obrázek 5.3 – Nastavení vazby mezi pevnou a pohyblivou částí hřídele.

5.5 Diskretizace modelu

Pevnostní výpočet bude proveden metodou konečných prvků. Tato metoda vyžaduje rozdělení nosíkových elementů na konečné prvky. Diskretizovaný model má 26 670 stupňů volnosti a je znázorněn na obrázku 5.4.

Mesh
21.5.2011 21:57



Obrázek 5.4 – Vysíťovaný model.

5.6 Okrajové podmínky

Tyto podmínky jsou zobrazeny na obrázku 5.5, kdy okrajová podmínka A je zadání úhlové rychlosti na kloub, který reprezentuje velkorozměrové axiálně-radiální ložisko. Okrajové podmínky B až O jsou pevná uchycení, která nastanou uchycením konstrukce k rámu podvozku a současným zapřením do země. Podmínka P je hmotný bod, který nahrazuje klec zábavního zařízení. Tomuto bodu je přiřazena příslušná hmotnost a momenty setrvačnosti k jednotlivým osám. Poslední okrajová podmínka Q je uvážení vlastní tíhy konstrukce.

D: Dynamická analýza nosného ramene zařízení

Transient

Time: 5, s

Items: 10 of 17 indicated

22.5.2011 12:27

A Joint - Rotational Velocity: 1,571 rad/s

B Fixed Support

C Fixed Support 2

D Fixed Support 3

E Fixed Support 4

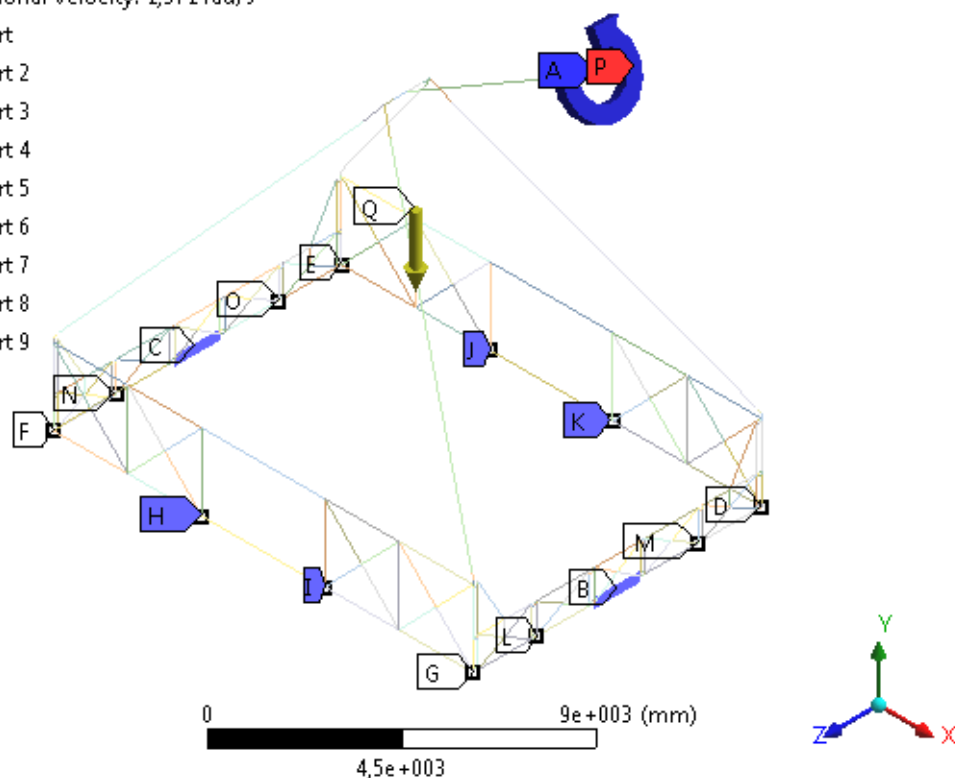
F Fixed Support 5

G Fixed Support 6

H Fixed Support 7

I Fixed Support 8

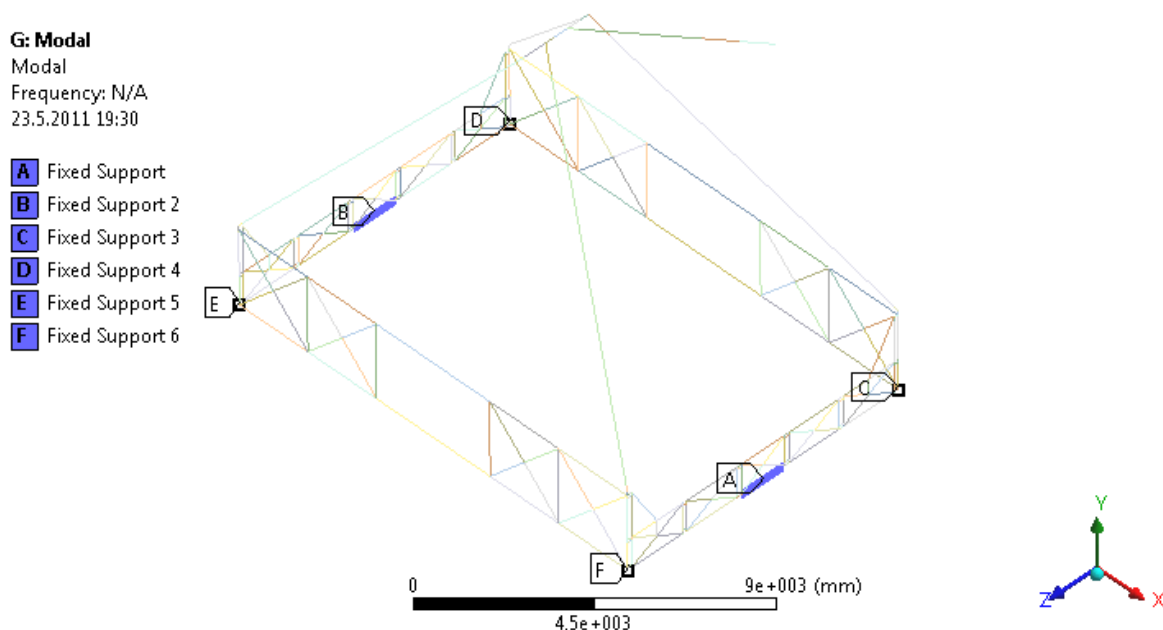
J Fixed Support 9



Obrázek 5.5 – Okrajové podmínky.

5.7 Modální analýza

Byla provedena z důvodu kontroly konstrukce, zda jsou všude napojené úsečky. Tato kontrola byla velice užitečná, neboť při modelování bylo několikrát zjištěno, že model není zcela správně vymodelován a jednotlivé úsečky na sebe nenavazují. Dalším důvodem byla vizualizace deformačních tvarů a rezonančních frekvencí, které mohou vzniknout, jestliže budou vybudeny. Výsledkem je modální model měřeného systému, kdy je dynamické chování popsáno pomocí vlastních tvarů. Dále z této analýzy bude použita první nenulová frekvence k výpočtu konstrukčního tlumení. Uchycení konstrukce při modální analýze je zobrazeno na obrázku 5.6, kdy okrajové podmínky A až F představují pevné ukotvení. Příklady vlastních tvarů na obrázku 5.7, na obrázku 5.8 a na obrázku 5.9. Pro lepší přehlednost bude prvních deset vlastních tvarů zařazeno do tabulky 5.3.



Obrázek 5.6 – Okrajové podmínky modální analýzy

G: Modal

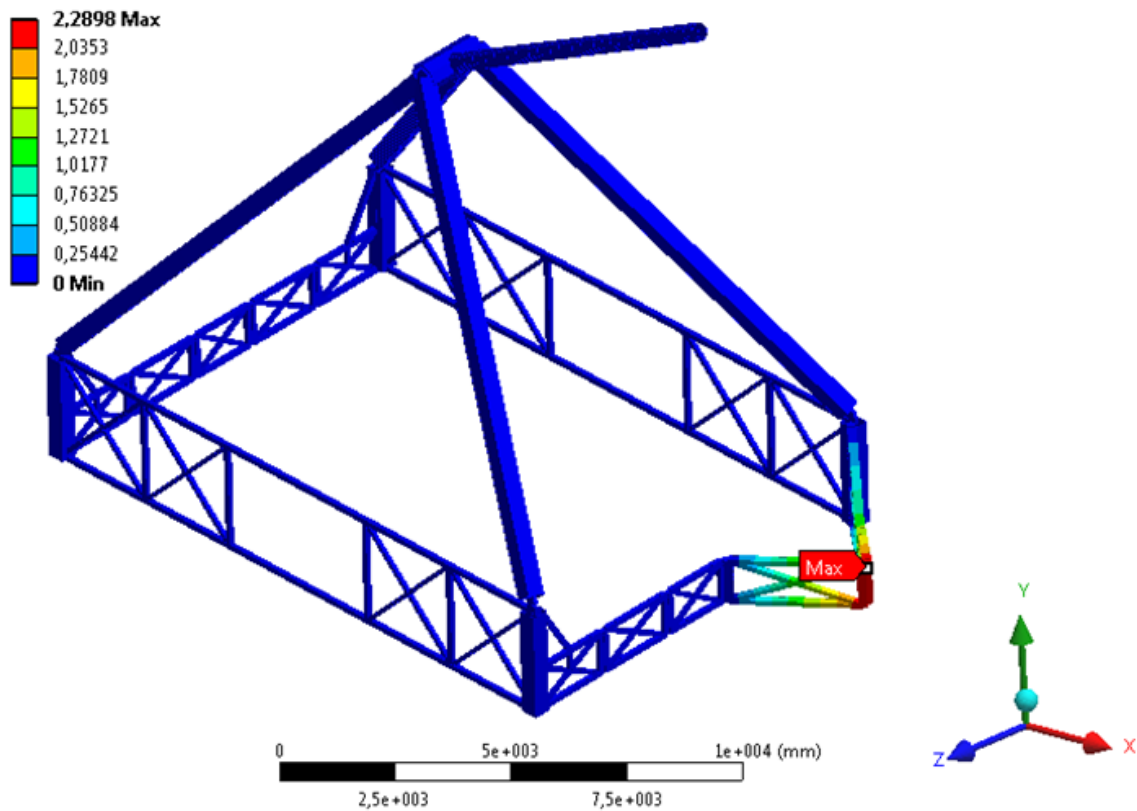
Otáčení části příhradové konstrukce

Type: Total Deformation

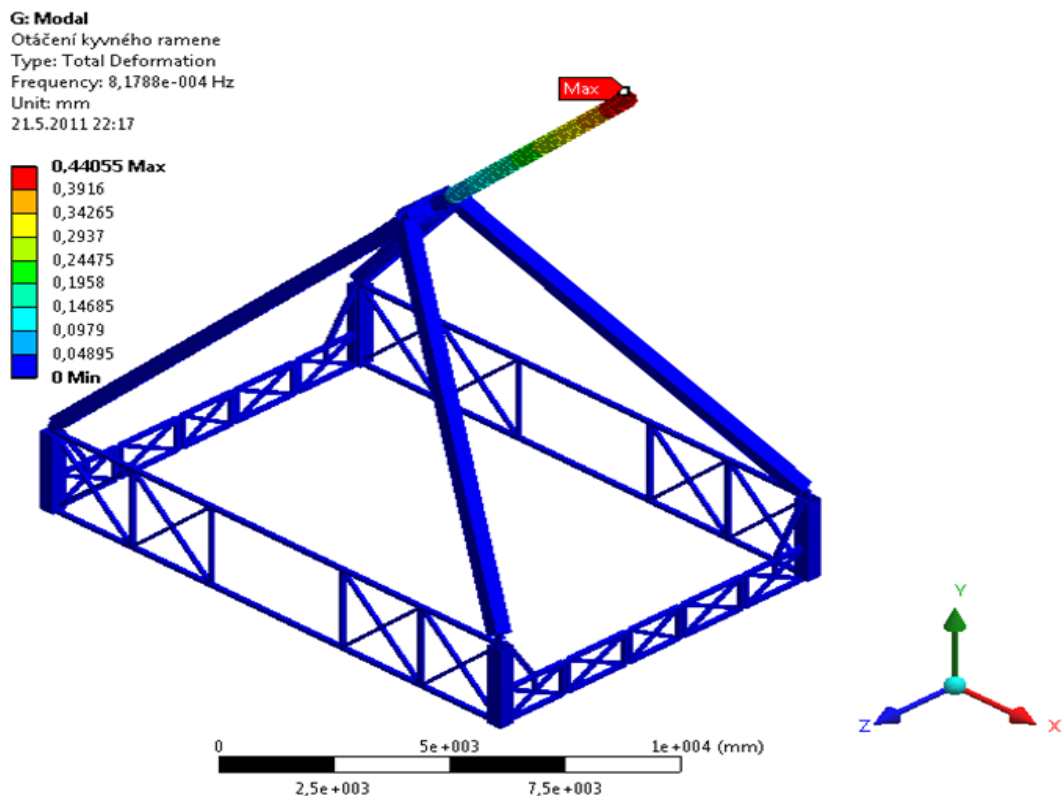
Frequency: 0, Hz

Unit: mm

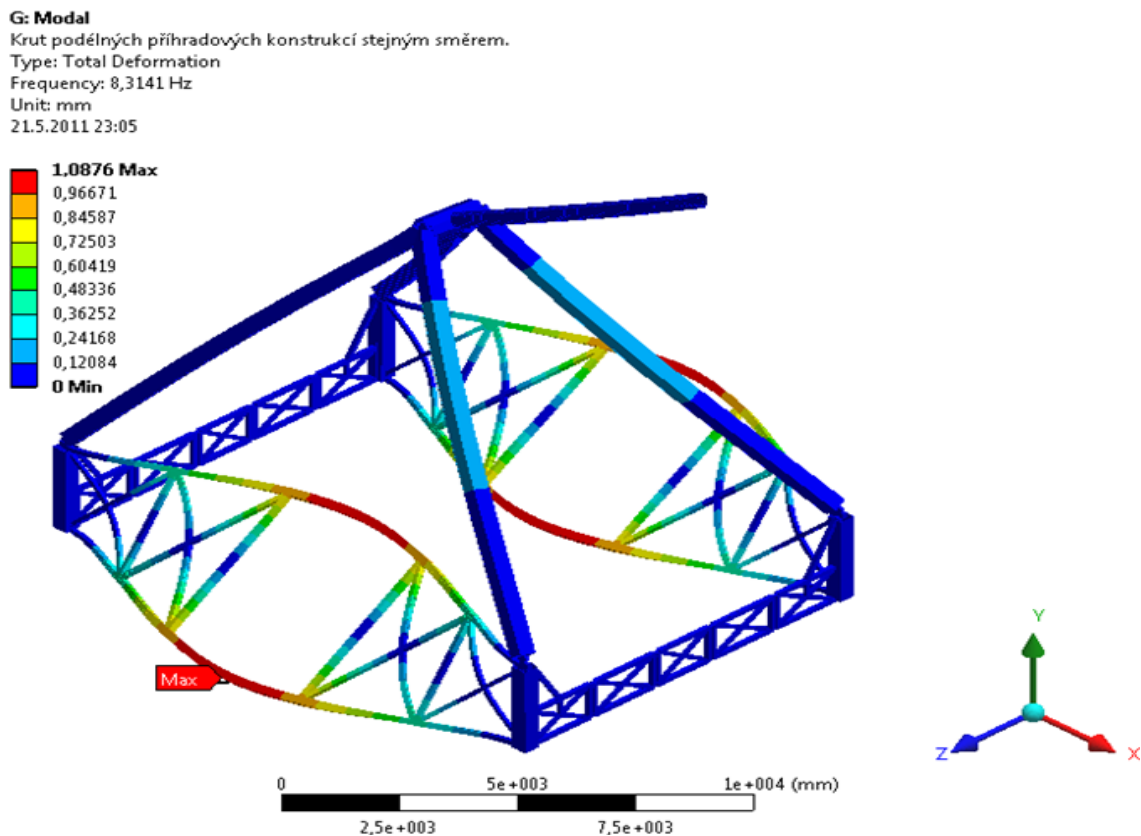
21.5.2011 21:53



Obrázek 5.7 – Příklad vlastního tvaru, kdy se část příhradové konstrukce otáčí;[mm].



Obrázek 5.8 – Příklad vlastního tvaru, kdy se otáčí kyvné rameno;[mm].



Obrázek 5.9 – Příklad vlastního tvaru, kdy u podélných příhradových konstrukcí dochází ke krutu;[mm].

Tabulka frekvencí			
Číslo tvaru	Jednotka	Hodnota	Označení
1	[Hz]	0	Otáčení části příhradové konstrukce.
2	[Hz]	1,2361e-004	Otáčení části příhradové konstrukce.
3	[Hz]	8,1788e-004	Otáčení části příhradové konstrukce.
4	[Hz]	6,2229e-003	Otáčení části příhradové konstrukce.
5	[Hz]	9,8742e-003	Otáčení kyvného ramene.
6	[Hz]	1,0435	Ohyb podélných příhradových konstrukcí stejným směrem.
7	[Hz]	3,5887	Ohyb podélných příhradových konstrukcí směrem proti sobě.
8	[Hz]	3,5918	Krut podélných příhradových konstrukcí stejným směrem.
9	[Hz]	7,5152	Krut podélných příhradových konstrukcí směrem proti sobě.
10	[Hz]	8,2695	Ohyb nosných ramen.

Tabulka 5.3 – Přehled vlastních tvarů a jejich frekvencí.

5.8 Výpočet konstrukčního tlumení β

Konstrukční útlum vzniká ve spojích mezi jednotlivými prvky konstrukce. Tuto níže vypočtenou hodnotu je nutno zadat do analýzy přechodových dějů.

$$\xi_k = 0,004 \div 0,008 \quad (5.1)$$

$$\text{Volím střední hodnotu poměrného útlumu } \xi_k = 0,006 \quad (5.2)$$

$f_1 \dots$ první nenulová vlastní frekvence

$$\omega_{kr1} = 2 \cdot \pi \cdot f_1 \quad (5.3 - a)$$

$$\omega_{kr1} = 2 \cdot \pi \cdot 1,0435 \quad (5.3 - b)$$

$$\omega_{kr1} = 6,557 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.3 - c)$$

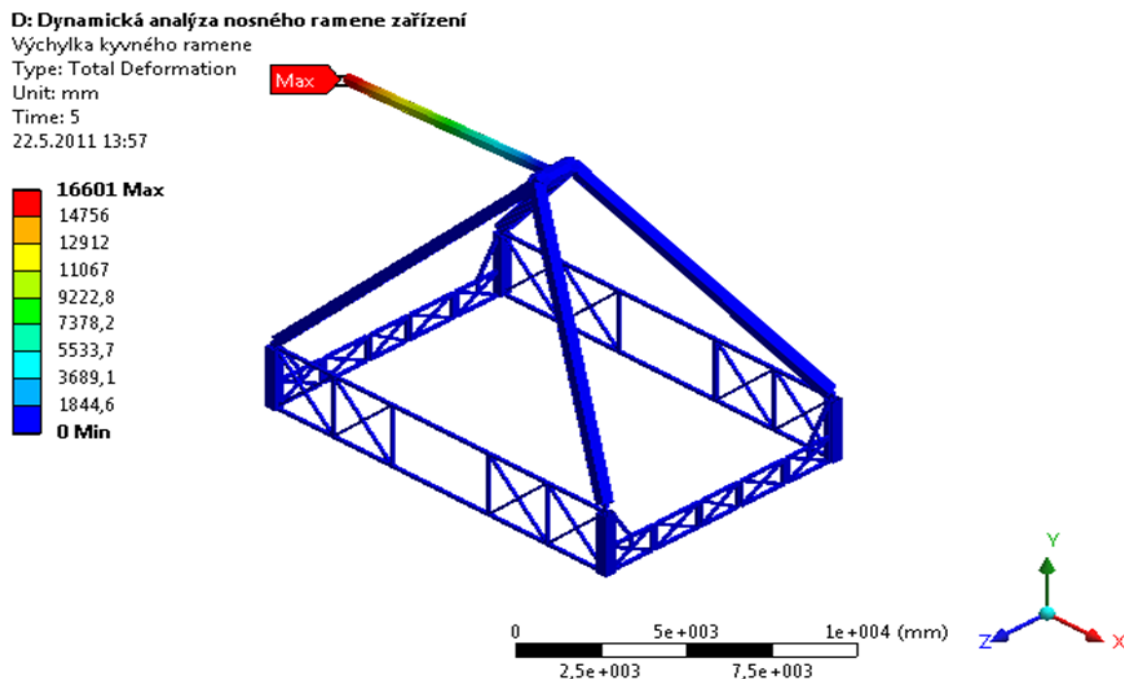
$$\beta = \frac{\xi}{\omega_{kr1}} \quad (5.4 - a)$$

$$\beta = \frac{0,006}{6,557} \quad (5.4 - b)$$

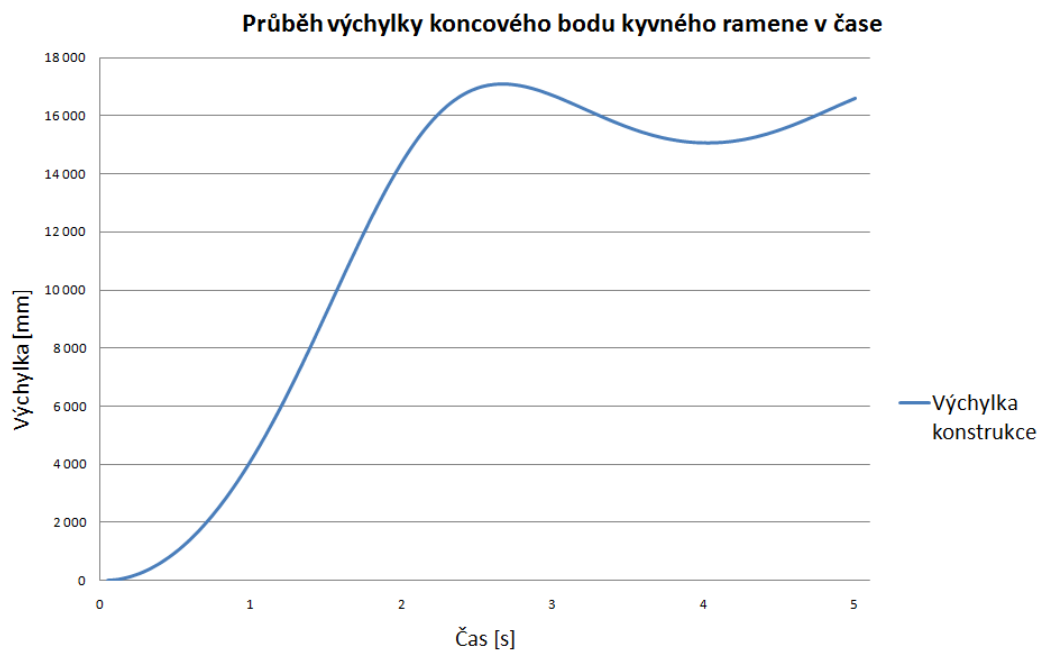
$$\beta = 9,15 \cdot 10^{-4} \quad (5.4 - c)$$

5.9 Celkový náhled řešení konstrukce

Níže uvedené výsledky deformace, které jsou zobrazeny na obrázku 5.10, lze chápat jako výchylku kyvného ramene. Na obrázku 5.11 je zobrazeno maximální napětí a na obrázku 5.12 minimální napětí v konstrukci zábavního zařízení. Tyto výsledky jsou doplněny grafem 5.1, grafem 5.2 a grafem 5.3, na kterých jsou zobrazeny časové průběhy těchto veličin. Bližší popsání těchto hodnot bude samostatně provedeno u jednotlivých součástí.



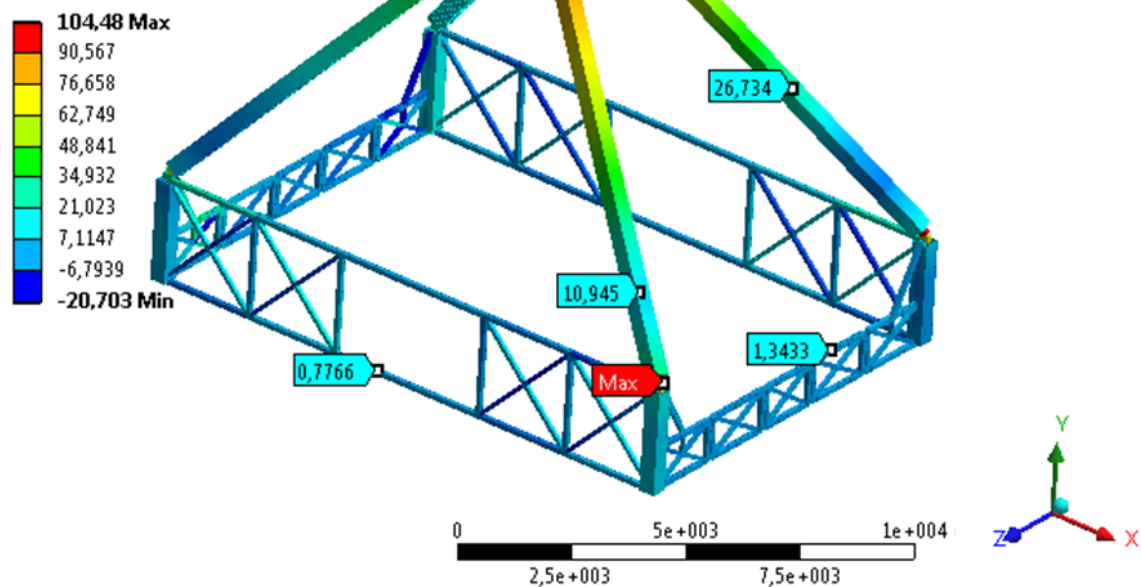
Obrázek 5.10 – Celkový náhled deformace konstrukce zařízení; [mm].



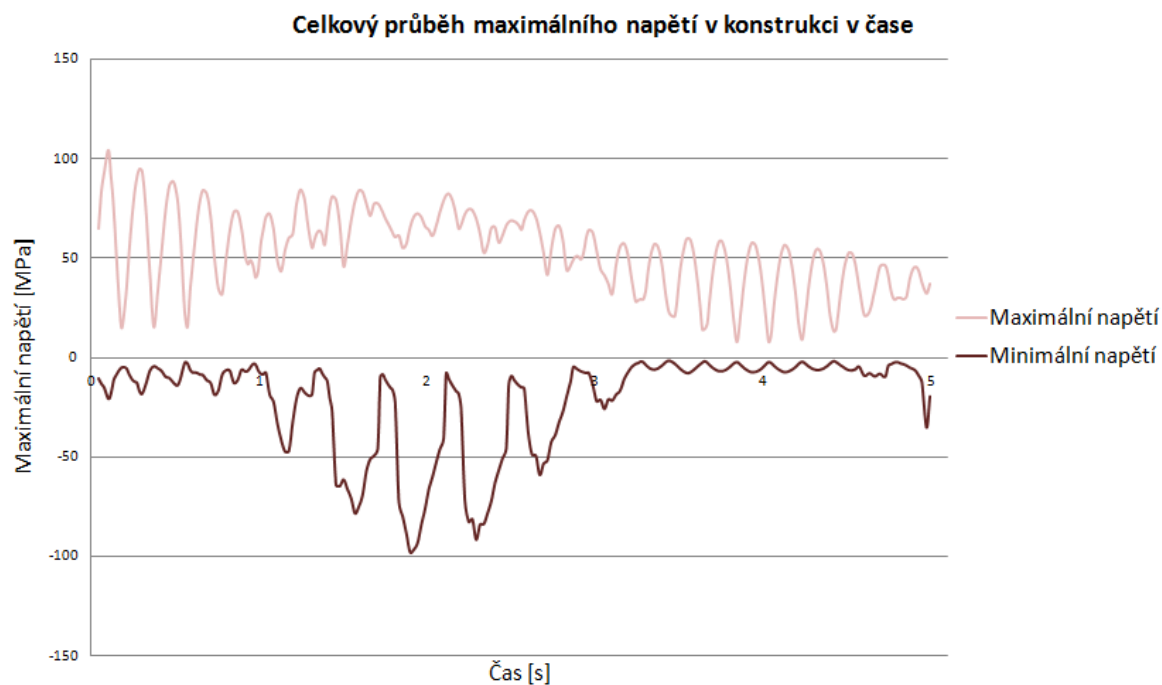
Graf 5.1 – Průběh výchylky koncového bodu kyvného ramene v čase; [mm].

D: Dynamická analýza nosného ramene zařízení

Maximální napětí v konstrukci
 Type: Maximum Combined Stress
 Unit: MPa
 Time: 0,10833
 22.5.2011 14:48



Obrázek 5.11 – Celkový náhled průběhu maximálního napětí v konstrukci zařízení v čase; [MPa].



Graf 5.2 – Průběh maximálního napětí v konstrukci zařízení; [MPa].

D: Dynamická analýza nosného ramene zařízení

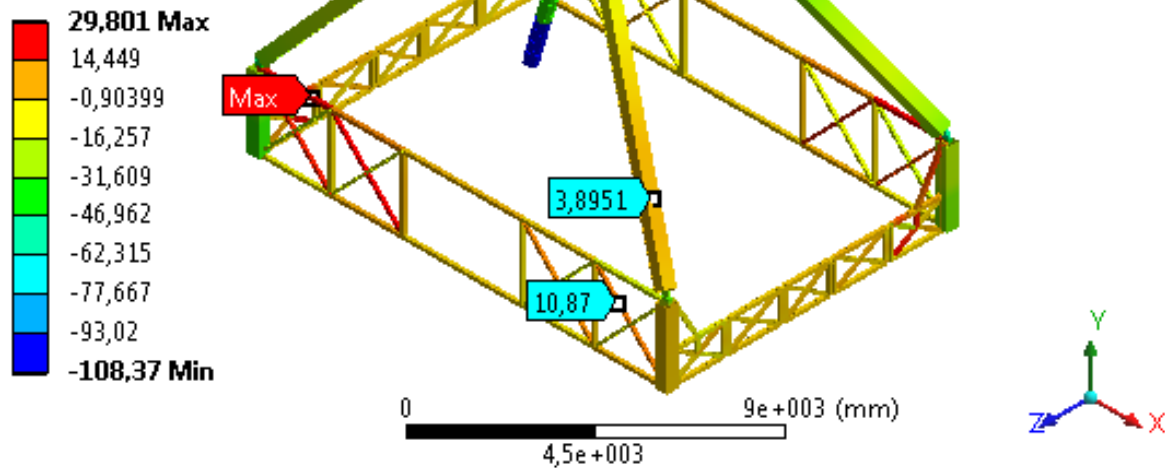
Minimální napětí v konstrukci

Type: Minimum Combined Stress

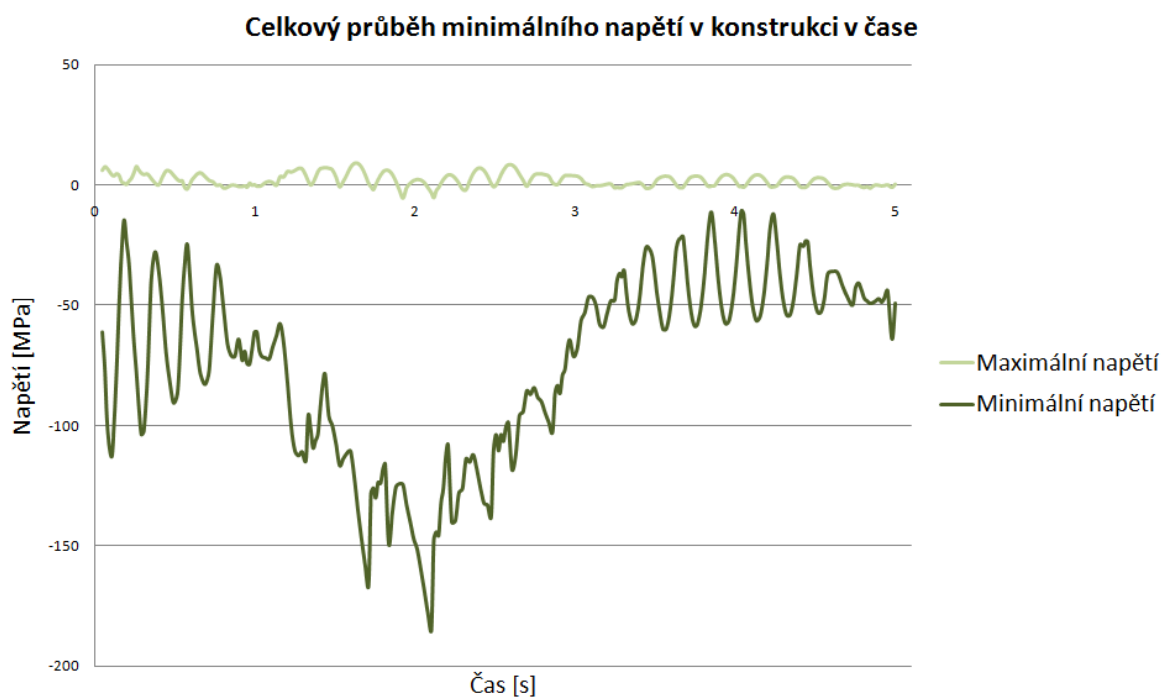
Unit: MPa

Time: 2,2088

23.5.2011 20:41



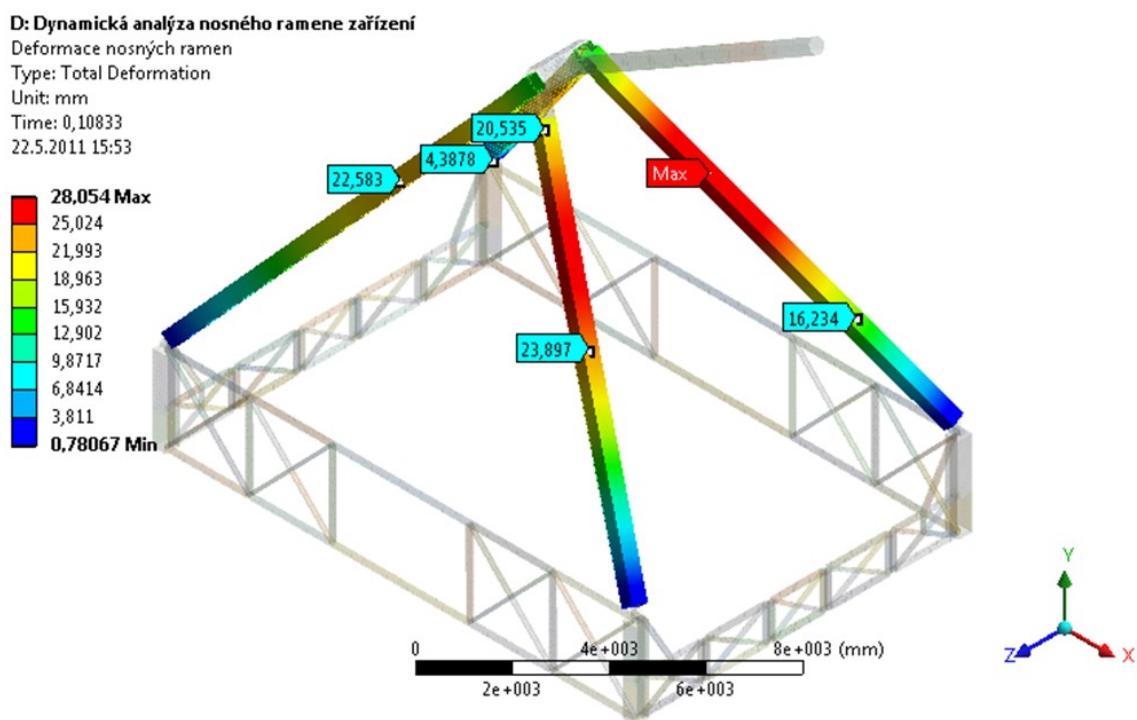
Obrázek 5.12 – Celkový náhled průběhu minimálního napětí v konstrukci zařízení v čase; [MPa].



Graf 5.3 – Průběh maximálního napětí v konstrukci zařízení v čase; [MPa].

5.10 Kontrola nosných ramen

Profil zvolený na nosná ramena je *TR 4HR 400 x 8* z materiálu S355J0H. Deformace těchto ramen jsou viditelná na obrázku 5.13. Pro lepší představu této deformace je výsledek doplněn obrázkem 5.14, který je ve zvětšeném měřítku deformace a obrázkem 5.15, kdy posunutí je vyznačeno pomocí vektorů posunutí. Časový průběh deformace nosných ramen je patrný z grafu 5.4. Tento průběh bude vyznačen v určitém místě nosného ramene, toto místo bude vyznačeno na obrázku 5.16.



Obrázek 5.13 – Deformace nosných ramen zařízení; [mm].

Hodnota deformace činí 28,1 mm v místě s nápisem max., tato hodnota je akceptovatelná, neboť délka těchto ramen je 10 330 mm.

D: Dynamická analýza nosného ramene zařízení

Deformace nosných ramen ve zvětšeném měřítku

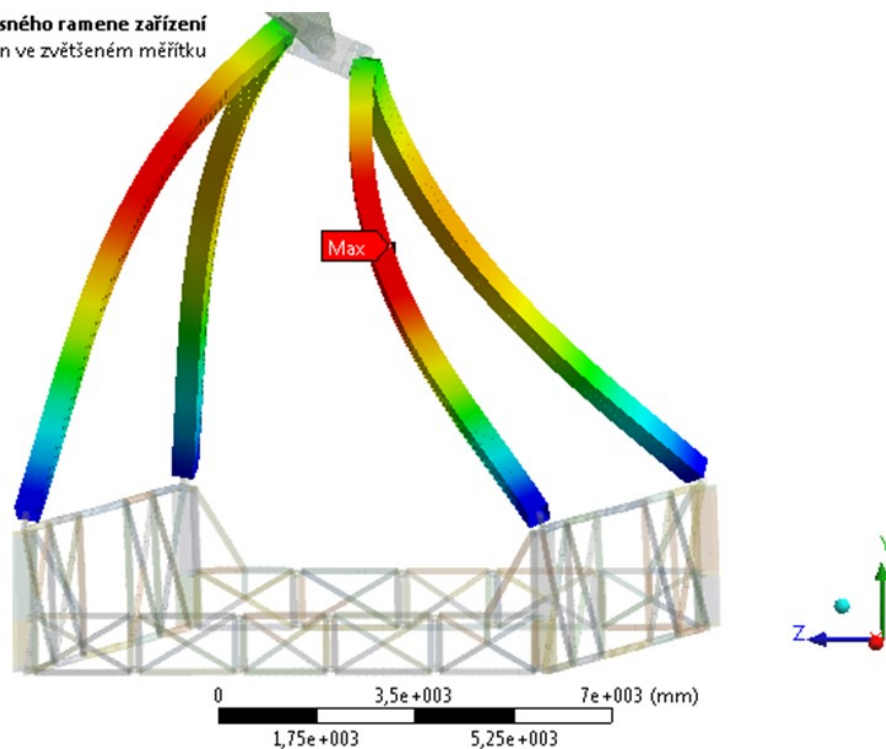
Type: Total Deformation

Unit: mm

Time: 0,10833

22.5.2011 16:29

28,054 Max
25,024
21,993
18,963
15,932
12,902
9,8717
6,8414
3,811
0,78067 Min



Obrázek 5.14 – Deformace nosných ramen zařízení ve zvětšeném měřítku; [mm].

D: Dynamická analýza nosného ramene zařízení

Vizualizace deformace pomocí vektorů posunutí

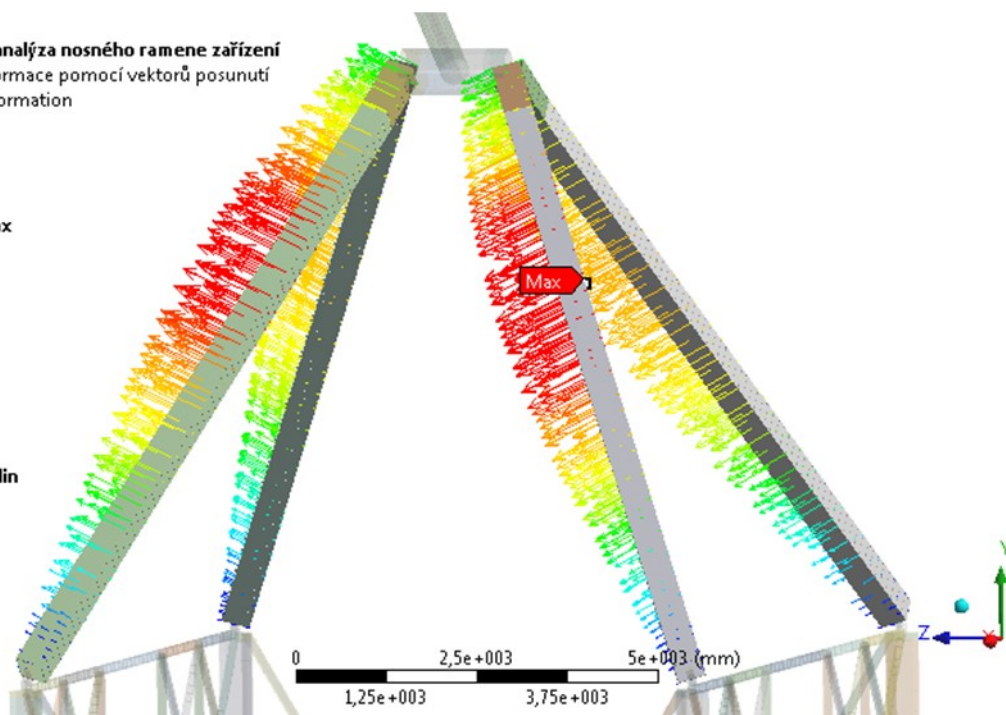
Type: Total Deformation

Unit: mm

Time: 0,10833

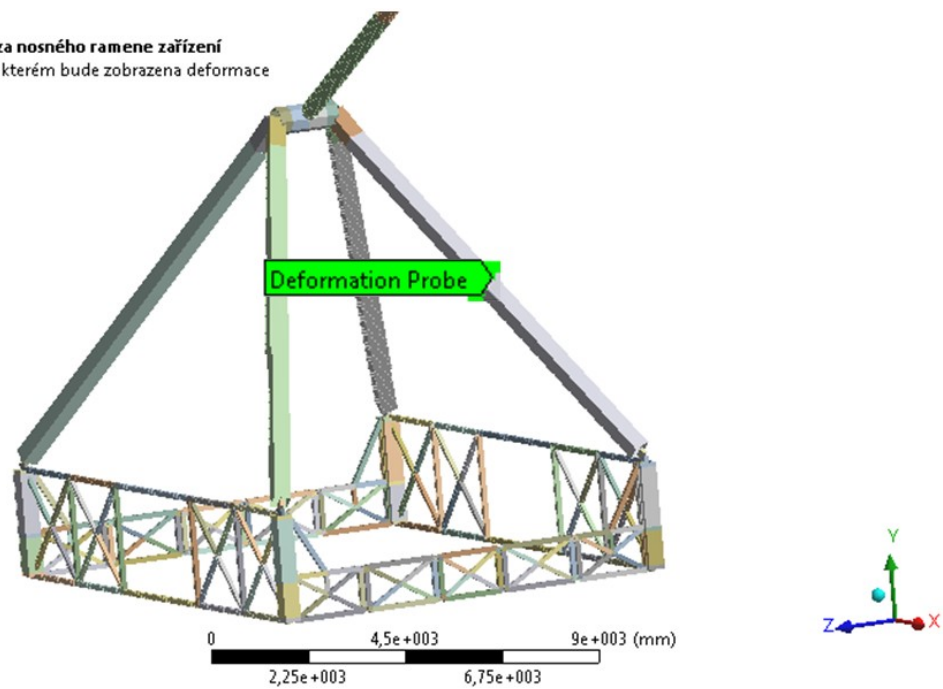
22.5.2011 16:39

28,054 Max
25,024
21,993
18,963
15,932
12,902
9,8717
6,8414
3,811
0,78067 Min

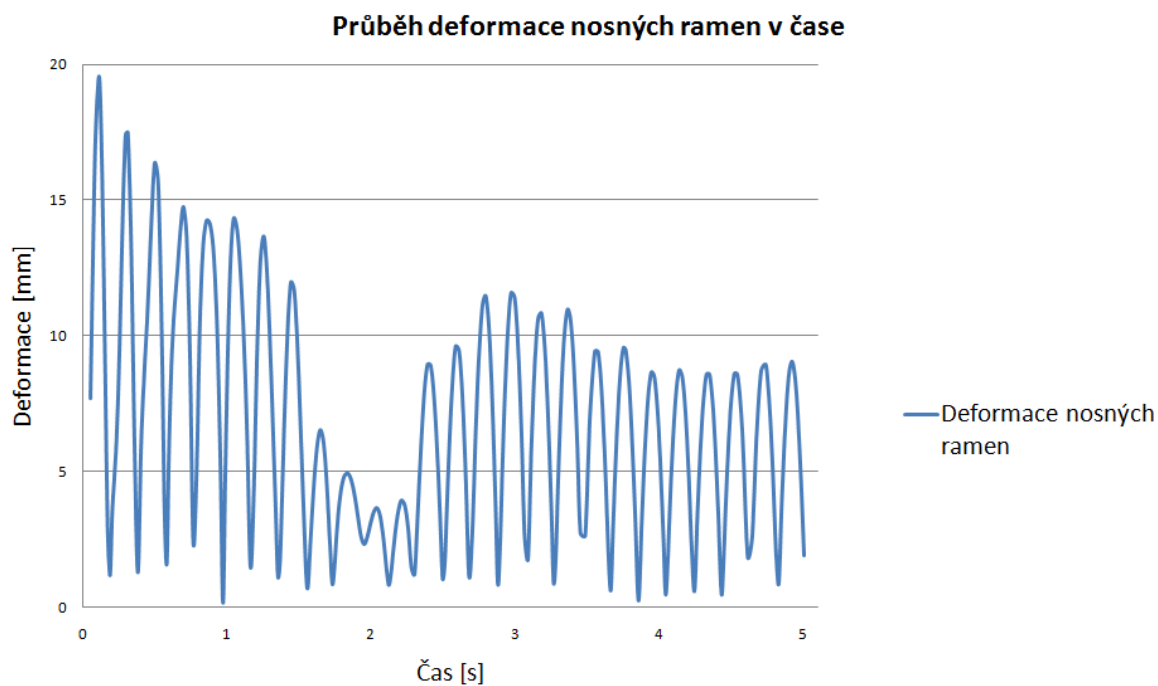


Obrázek 5.15 – Vizualizace deformace nosných ramen zařízení pomocí vektorů posunutí; [mm].

D: Dynamická analýza nosného ramene zařízení
Vizualizace místa, na kterém bude zobrazena deformace
22.5.2011 17:27

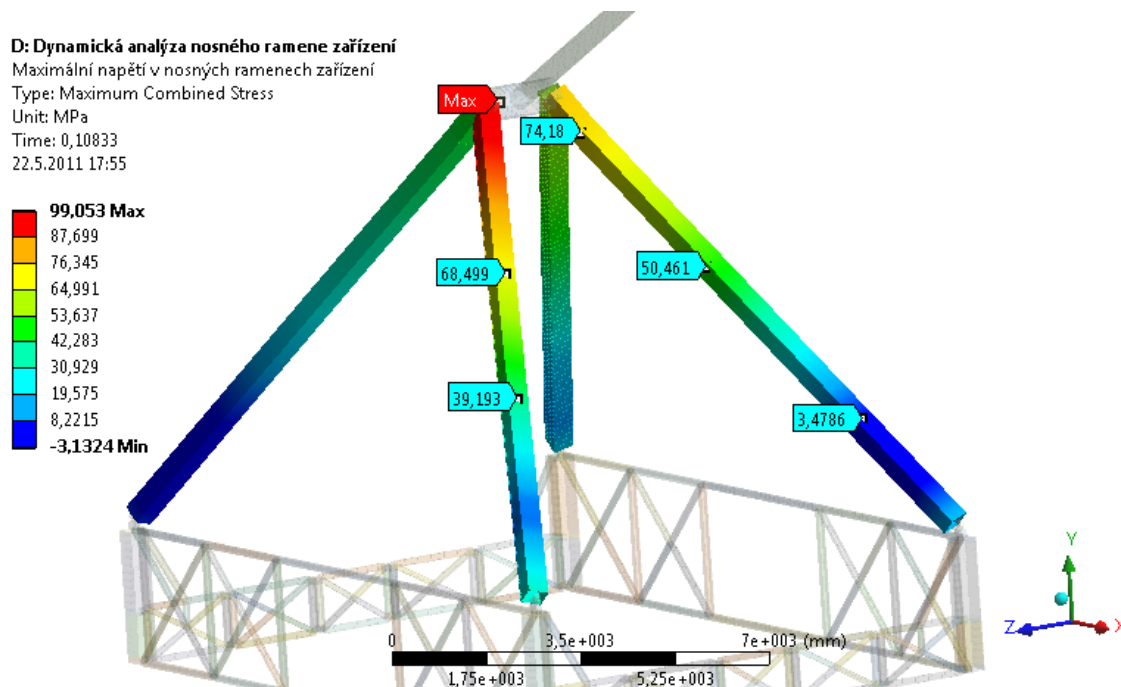


Obrázek 5.16 – Vizualizace místa, kde bude vykreslena deformace nosníku v čase.



Graf 5.4 – Průběh deformace nosných ramen v čase; [mm].

Průběh maximálního napětí v nosných ramenech je zobrazen na obrázku 5.17, časový průběh tohoto napětí bude zobrazen v grafu 5.5. Průběh minimálního napětí je zobrazeno na obrázku 5.18 a průběh tohoto napětí je patrný z grafu 5.6.



Obrázek 5.17 – Maximální napětí v nosných ramenech zařízení; [MPa].

Maximální kombinované napětí v nosných ramenech zařízení činí 100 MPa. Z tohoto napětí vypočítáme koeficient bezpečnosti oceli S355J0H vůči mezi únavy v ohybu.

Výpočet koeficientu bezpečnosti

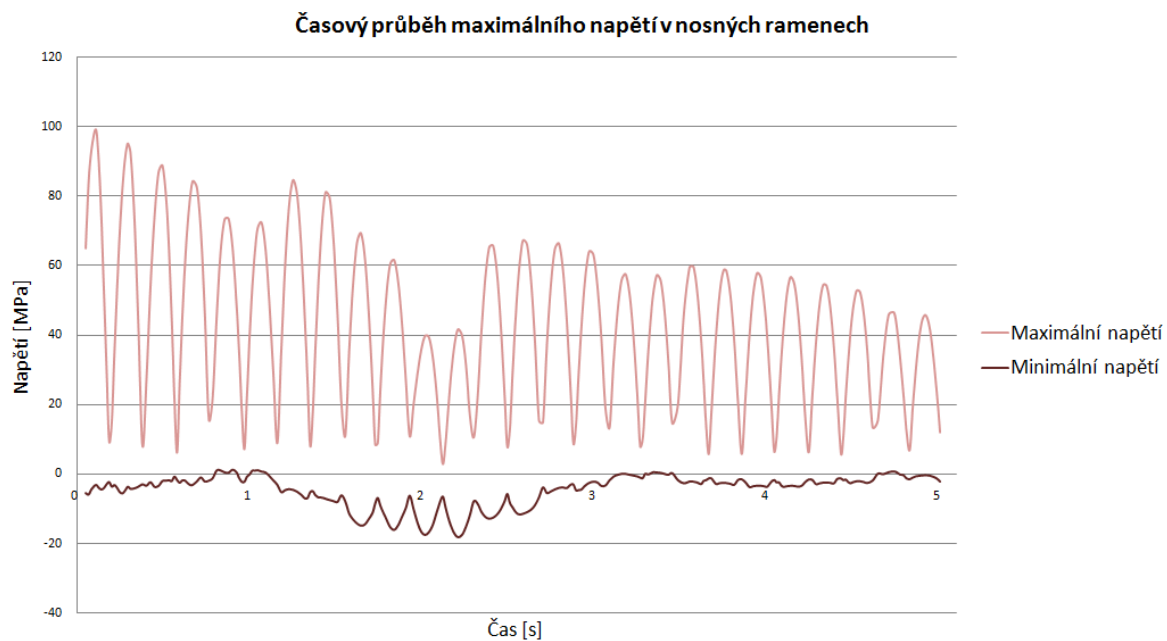
$$k_r = \frac{\sigma_{oc}}{\sigma_n} \quad (5.5 - a)$$

$$k_r = \frac{175}{100} \quad (5.5 - b)$$

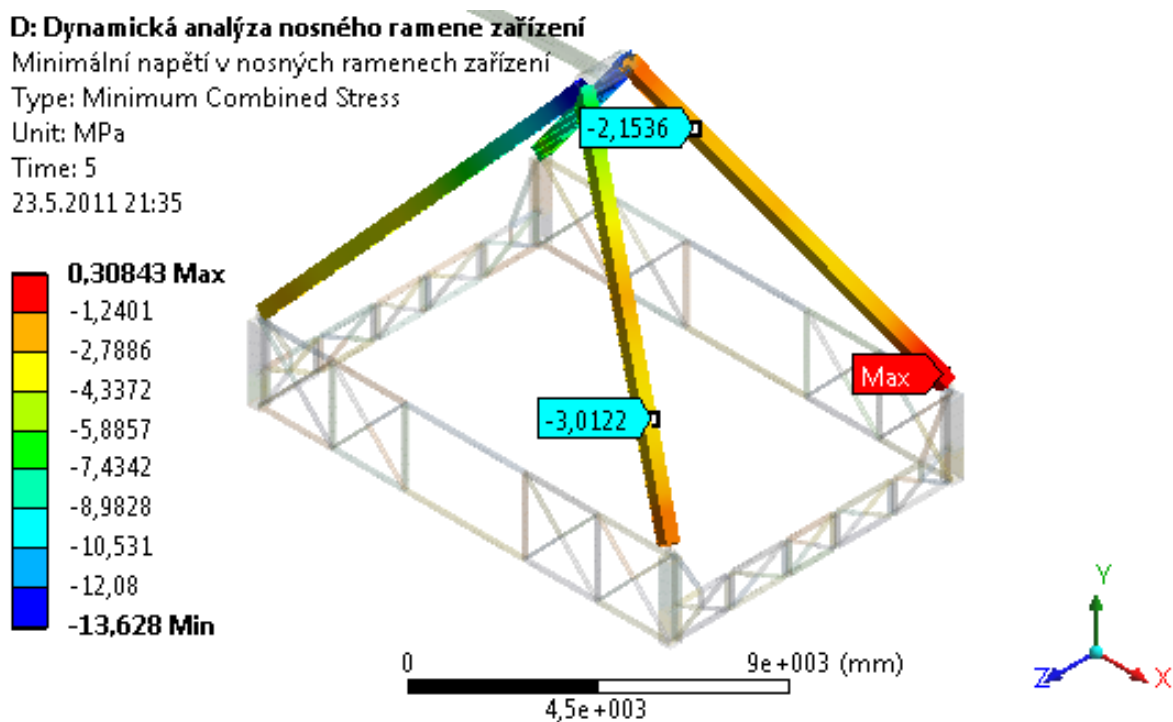
$$k_r = 1,75 \quad (5.5 - c)$$

Hodnota tohoto koeficientu bezpečnosti nám splňuje podmínku, že nesmí klesnout pod hodnotu 1,5 z důvodu přímého ohrožení života osob.

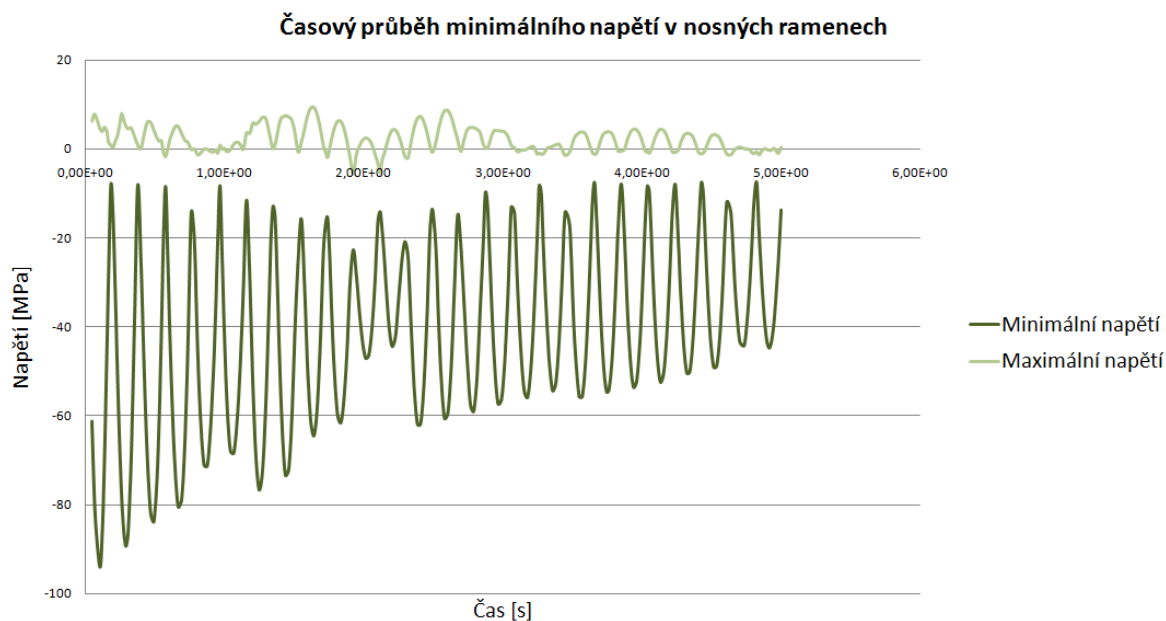
Poznámka. Z průběhu napětí v nosném rameni by se dalo uvažovat o tom, zda by nebylo z hlediska lepšího využití materiálu vhodné navrhnout nosné rameno kuželovitého tvaru. Ovšem bylo by také třeba tyto dva návrhy porovnat i z ekonomického hlediska, kdy je na tom jednoznačně lépe standardizovaný profil.



Graf 5.5 – Průběh maximálního napětí v nosných ramenech v čase; [MPa].



Obrázek 5.18 – Minimální napětí v nosných ramenech zařízení; [MPa].



Graf 5.6 – Průběh minimálního napětí v nosných ramenech v čase; [MPa].

Dalším krokem této analýzy je z důvodu délky těchto nosných ramen kontrola na vzpěr, ta bude provedena analytickou metodou, kdy na toto rameno působí osová síla, kde její velikost bude vykreslena na obrázku 5.19 a její průběh bude znázorněn v grafu 5.7.

D: Dynamická analýza nosného ramene zařízení

Osová síla

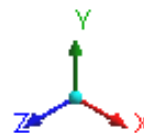
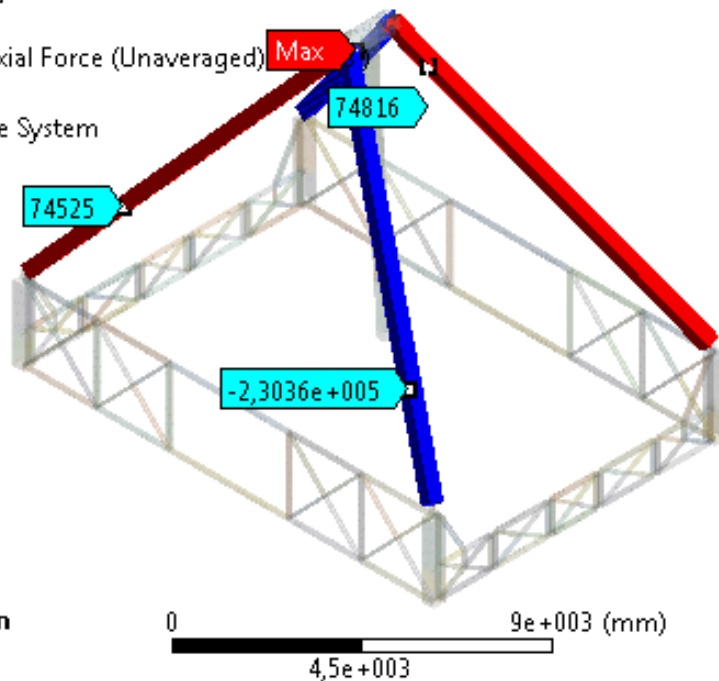
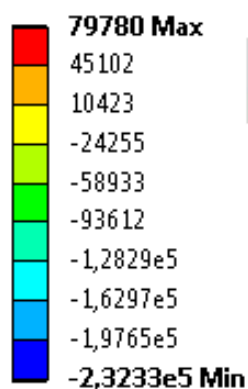
Type: Directional Axial Force (Unaveraged)

Unit: N

Solution Coordinate System

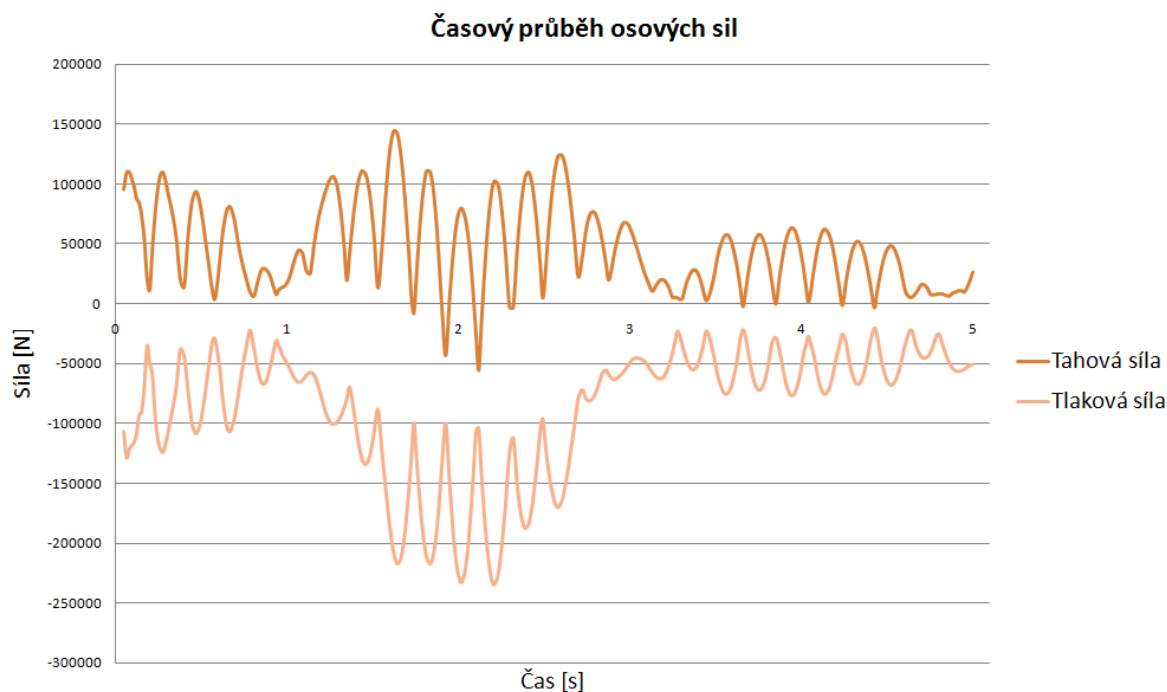
Time: 2,0157

23.5.2011 21:44



Obrázek 5.19 – Osově síly v nosných ramenech zábavního zařízení; [N].

Maximální síla, která v nosných ramenech atrakce nastane je $F = -2,3233 \cdot 10^5 \text{ N}$ je v místě označeném nápisem max., tato síla bude použita pro analytickou kontrolu nosného ramene na vzpěr.



Graf 5.7 – Průběh osových sil v nosných ramenech v čase; [N].

5.11 Analytický výpočet nosného ramene na vzpěr

Výpočet bude proveden dle Tetmayera.

$$S = a^2 - (a - 2 \cdot t)^2 \quad (5.6 - a)$$

$$S = 400^2 - (400 - 2 \cdot 8)^2 \quad (5.6 - b)$$

$$S = 12\,544 \text{ mm}^2 \quad (5.6 - c)$$

$$J_{min} = \frac{1}{12} \cdot a^4 - \frac{1}{12} \cdot (a - 2 \cdot t)^4 \quad (5.7 - a)$$

$$J_{min} = \frac{1}{12} \cdot 400^4 - \frac{1}{12} \cdot (400 - 2 \cdot 8)^4 \quad (5.7 - b)$$

$$J_{min} = 321\,394\,005,3 \text{ mm}^4 \quad (5.7 - c)$$

$$i = \sqrt{\frac{J_{min}}{S}} \quad (5.8 - a)$$

$$i = \sqrt{\frac{321\,394\,005,3}{12\,544}} \quad (5.8 - b)$$

$$i = 160,1 \text{ mm} \quad (5.8 - c)$$

$$\lambda = \frac{l_n}{i} \quad (5.9 - a)$$

$$\lambda = \frac{10\,330}{160,1} \quad (5.9 - b)$$

$$\lambda = 64,52 \quad (5.9 - c)$$

$$\sigma_{kr} = 335 - 0,62 \cdot \lambda \quad (5.10 - a)$$

$$\sigma_{kr} = 335 - 0,62 \cdot 64,52 \quad (5.10 - b)$$

$$\sigma_{kr} = 295 \text{ MPa} \quad (5.10 - c)$$

$$F_{krit} = \sigma_{kr} \cdot S \quad (5.11 - a)$$

$$F_{krit} = 295 \cdot 12\,544 \quad (5.11 - b)$$

$$F_{krit} = 3\,700\,480 \text{ N} \quad (5.11 - c)$$

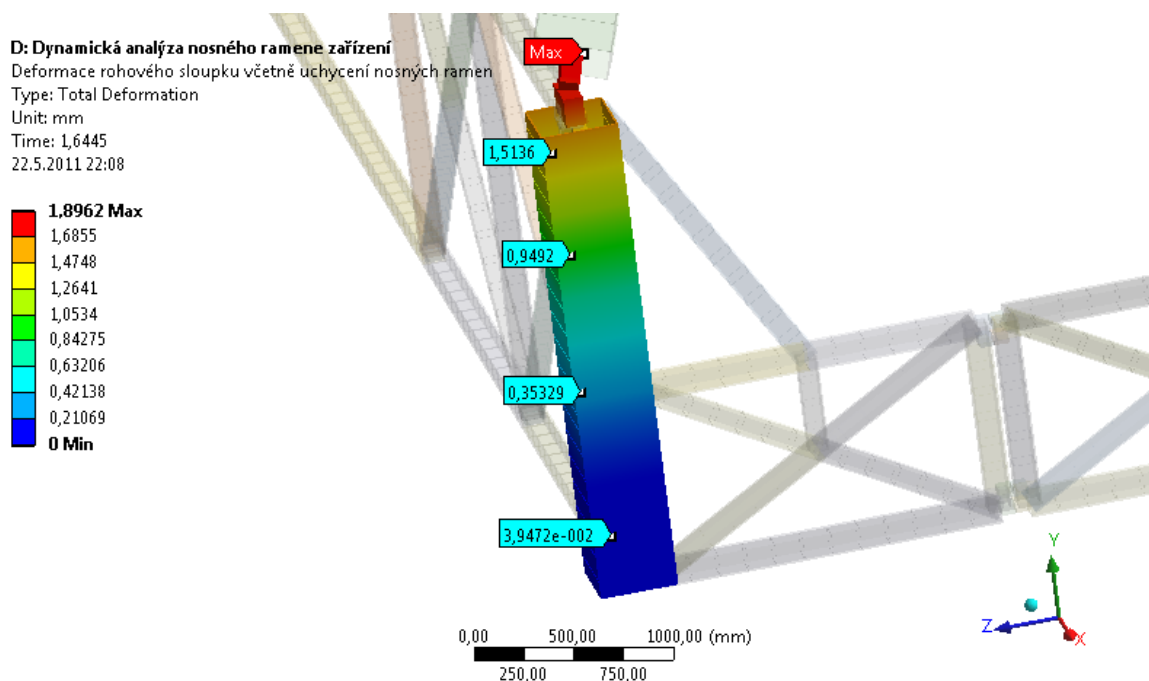
$$k_{vz} = \frac{F_{krit}}{F} \quad (5.12 - a)$$

$$k_{vz} = \frac{3\,700\,480}{232\,330} \quad (5.12 - b)$$

$$k_{vz} = 15,92 \quad (5.12 - c)$$

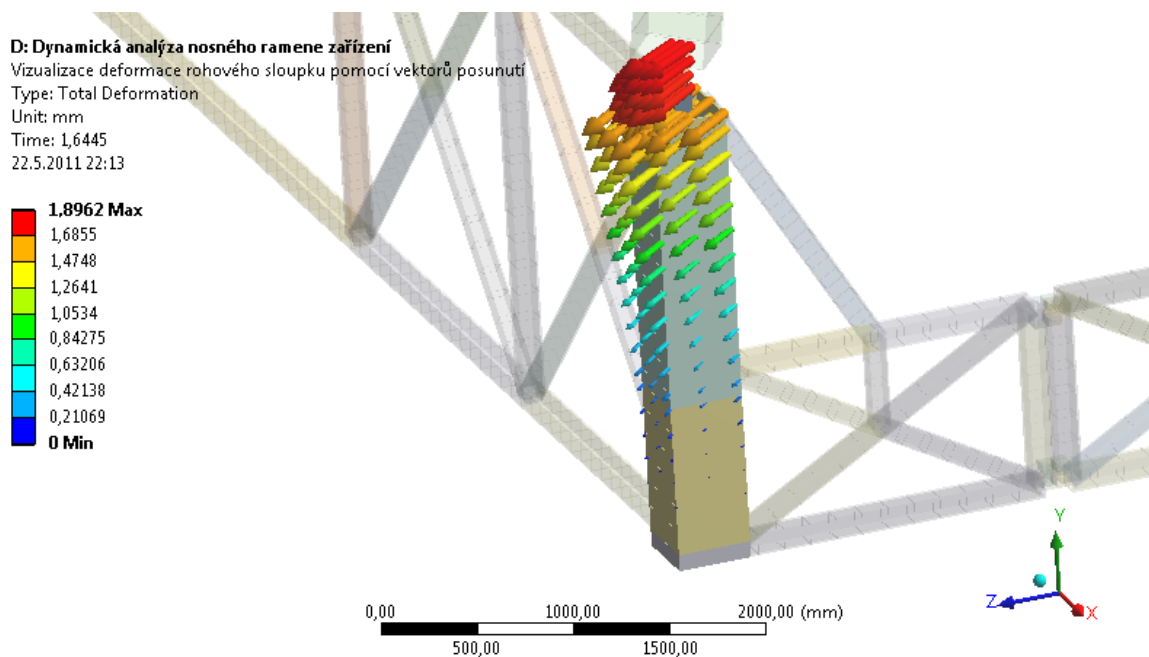
5.12 Kontrola rohového sloupku včetně uchycení nosných ramen

Profil zvolený na rohové sloupky je *TR 4HR 400 x 10* a uchycení nosného ramene ŠIROKÁ OCEL 250 x 100, oba zvolené profily jsou z materiálu S355J0H. Níže uvedené hodnoty deformace rohového sloupku jsou zobrazeny na obrázku 5.20, vizualizace deformace pomocí vektorů posunutí je zobrazeno na obrázku 5.21. Časový průběh deformace je zobrazen v grafu 5.8.

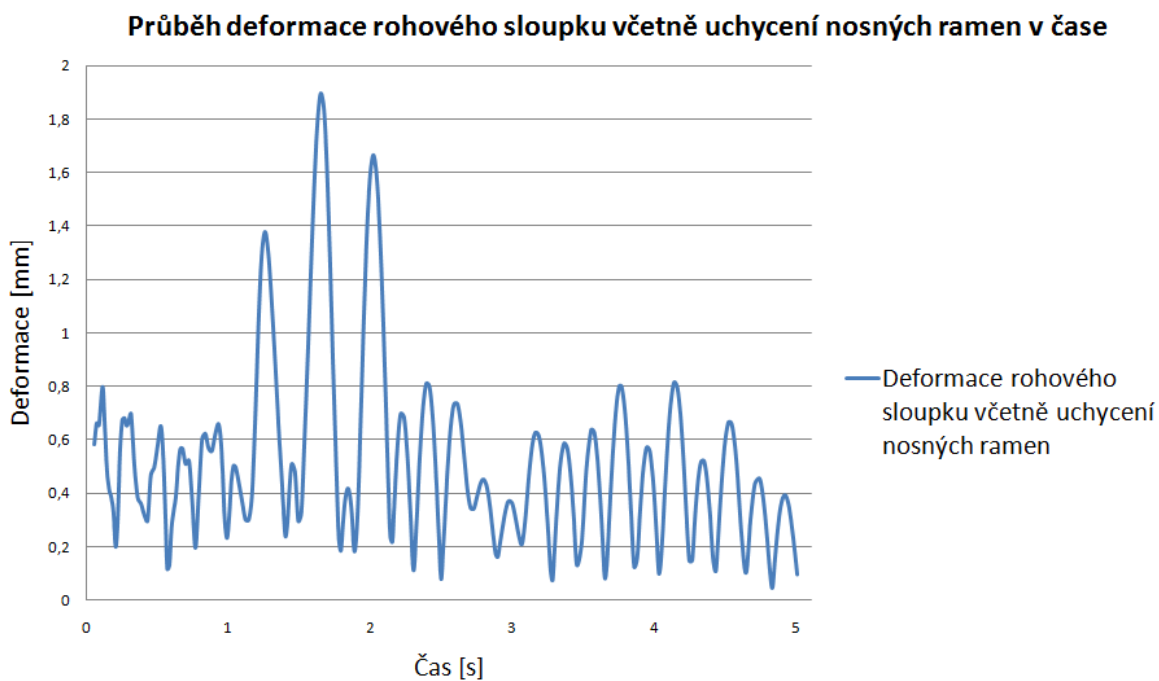


Obrázek 5.20 – Deformace rohového sloupku včetně uchycení nosných ramen; [mm].

Maximální hodnota posunutí je 1.9 mm v místě s nápisem max.

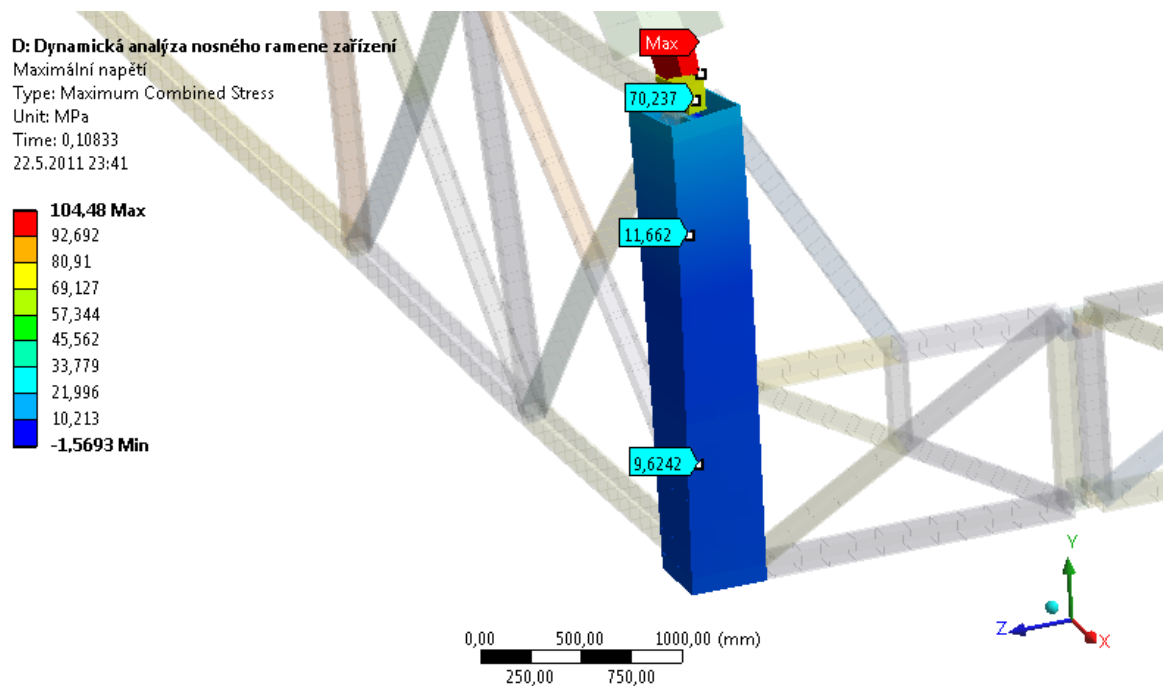


Obrázek 5.21 – Vizualizace deformace rohového sloupku pomocí vektorů posunutí; [mm].

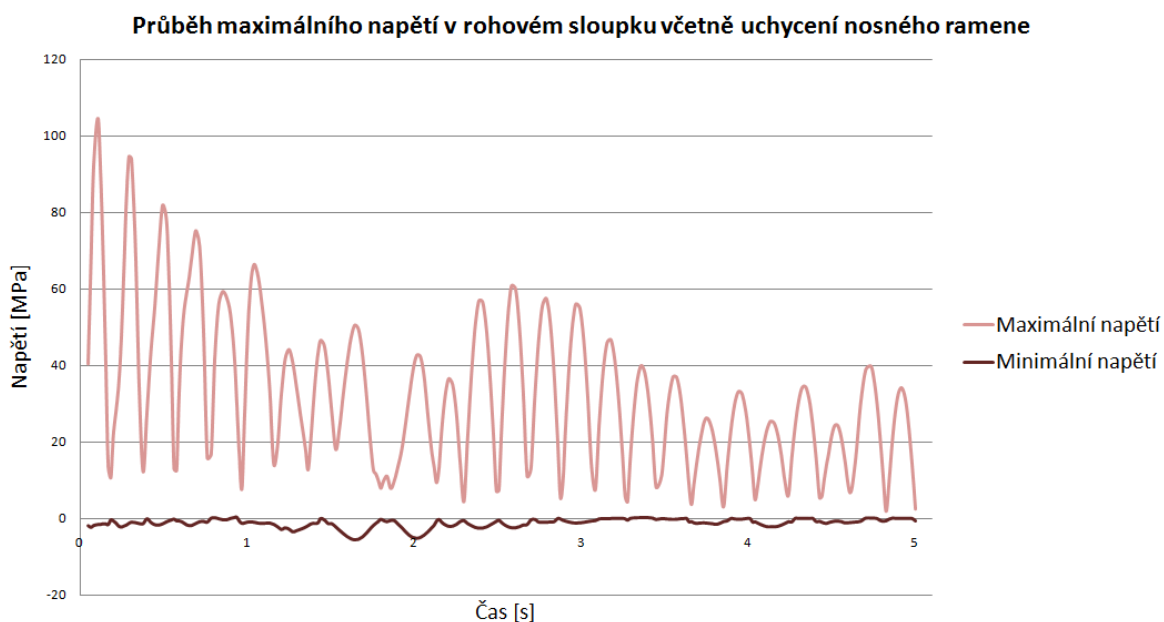


Graf 5.8 – Průběh deformace rohových sloupků včetně uchycení nosného ramene v čase; [mm].

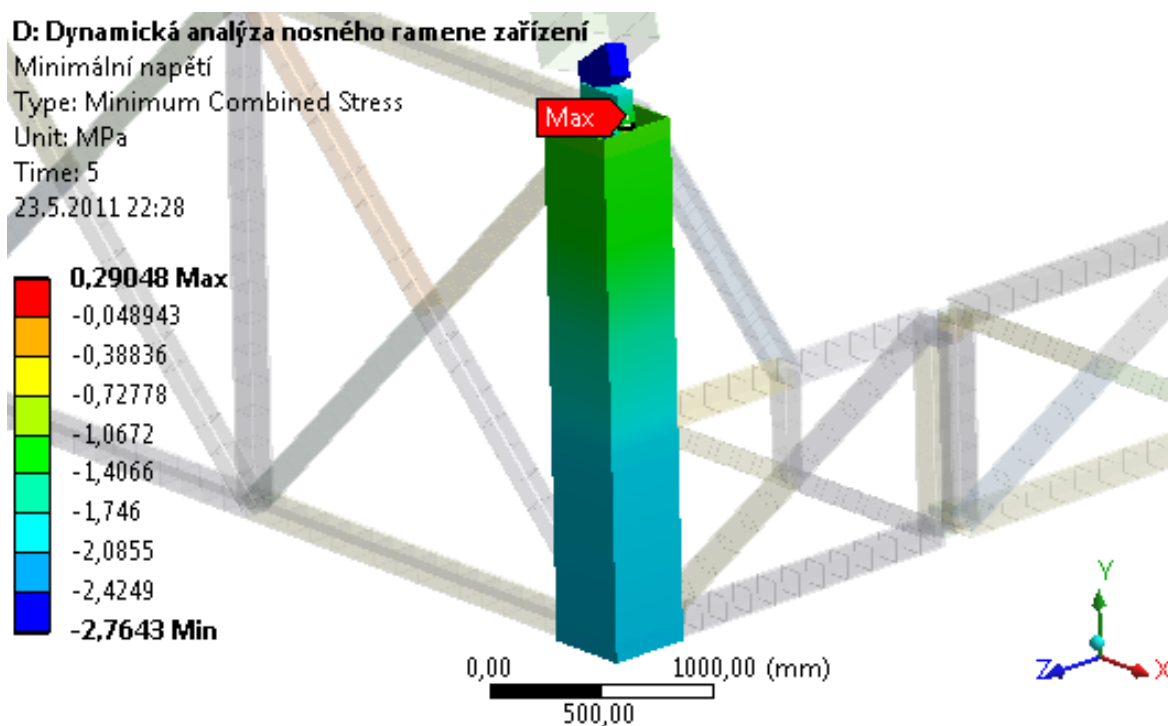
Maximální hodnota napětí je 105 MPa v místě označeném nápisem max., tato hodnota je v průřezu uchycení nosného ramene. Průběh maximálního napětí je zobrazen na obrázku 5.22 a doplněn o časový průběh v grafu 5.9. Průběh minimálního napětí rohového sloupku s uchycením nosných ramen je zobrazeno na obrázku 5.23, průběh tohoto napětí je patný z grafu 5.10.



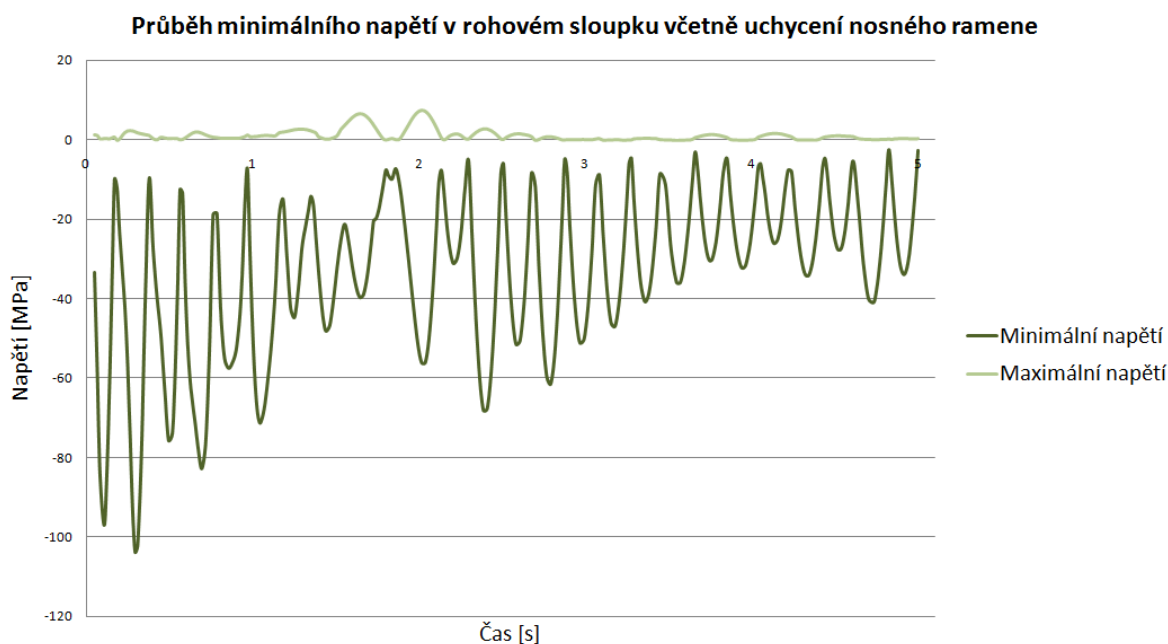
Obrázek 5.22 – Maximální napětí v rohovém sloupku a v uchycení nosného ramene; [MPa].



Graf 5.9 – Průběh maximálního napětí v rohovém sloupku včetně uchycení nosného ramene v čase; [MPa].



Obrázek 5.23 – Minimální napětí v rohovém sloupku a v uchycení nosného ramene; [MPa].



Graf 5.10 – Průběh minimálního napětí v rohovém sloupku včetně uchycení nosného ramene v čase; [MPa].

Výpočet koeficientu bezpečnosti

$$k_{rs} = \frac{\sigma_{oc}}{\sigma_n} \quad (5.13 - a)$$

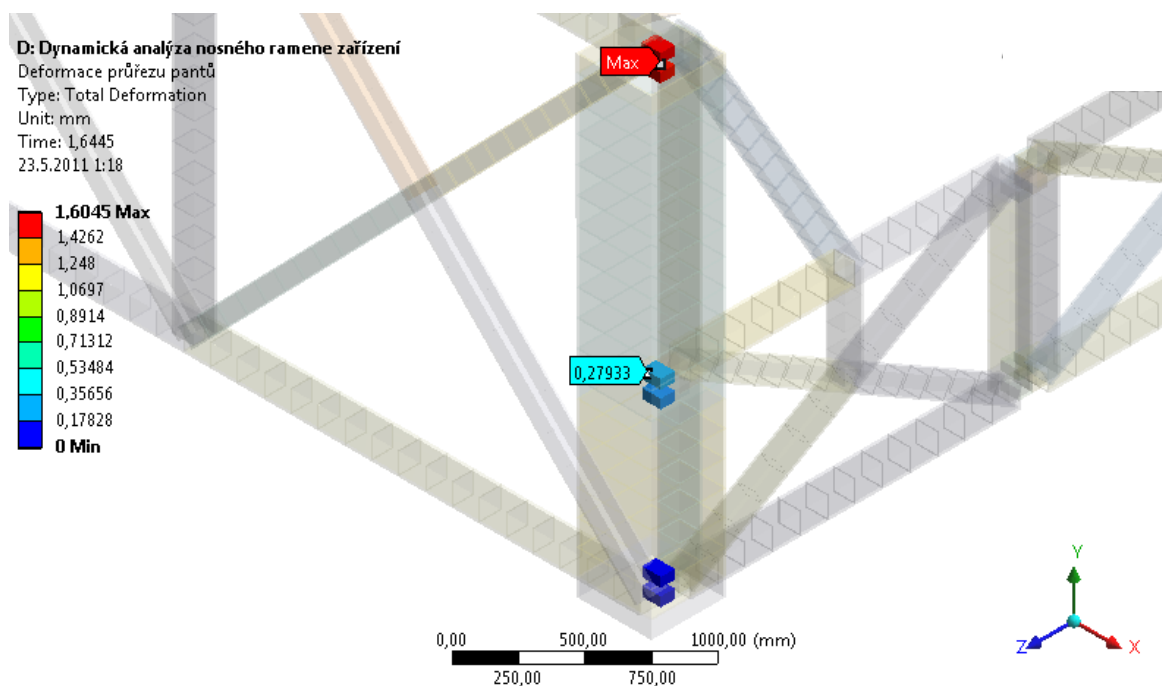
$$k_{rs} = \frac{175}{105} \quad (5.13 - b)$$

$$k_{rs} = 1,67 \quad (5.13 - c)$$

Výše uvedená hodnota bezpečnosti splňuje podmínku minima této hodnoty, která činí 1,5.

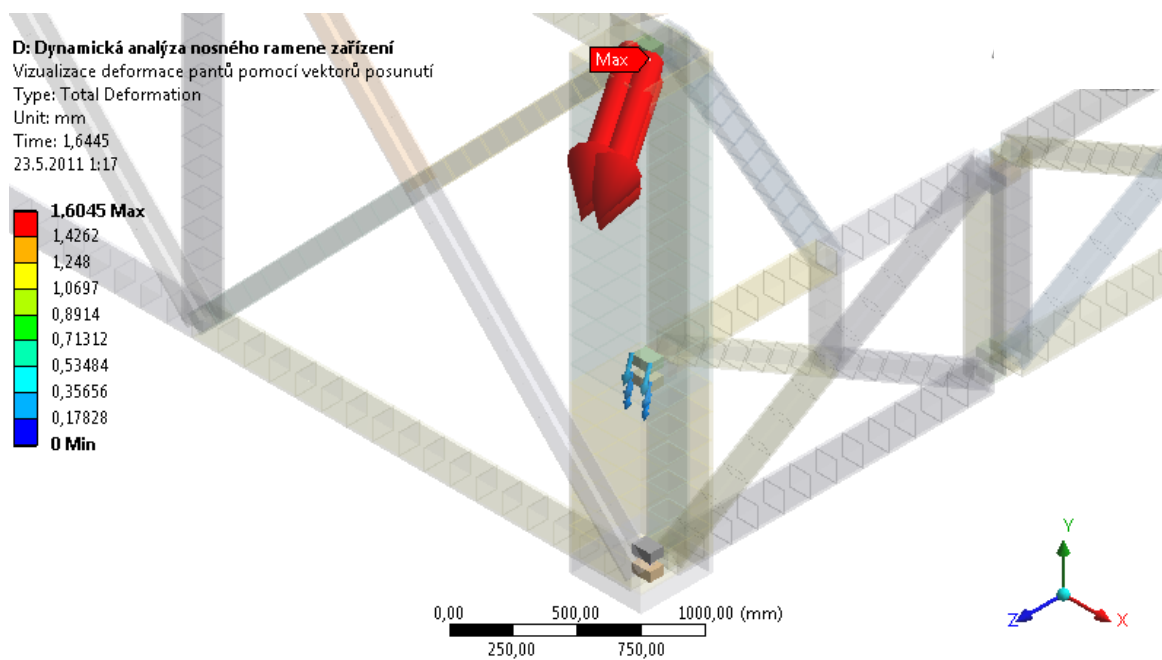
5.13 Kontrola průřezu nahrazující panty

Průřez zvolený na panty je ŠIROKÁ OCEL 100 x 50 z materiálu S235JRH. Níže uvedené hodnoty deformace pantů jsou zobrazeny na obrázku 5.24, vizualizace deformace pomocí vektorů posunutí je zobrazeno na obrázku 5.25. Časový průběh deformace je zobrazen v grafu 5.11.

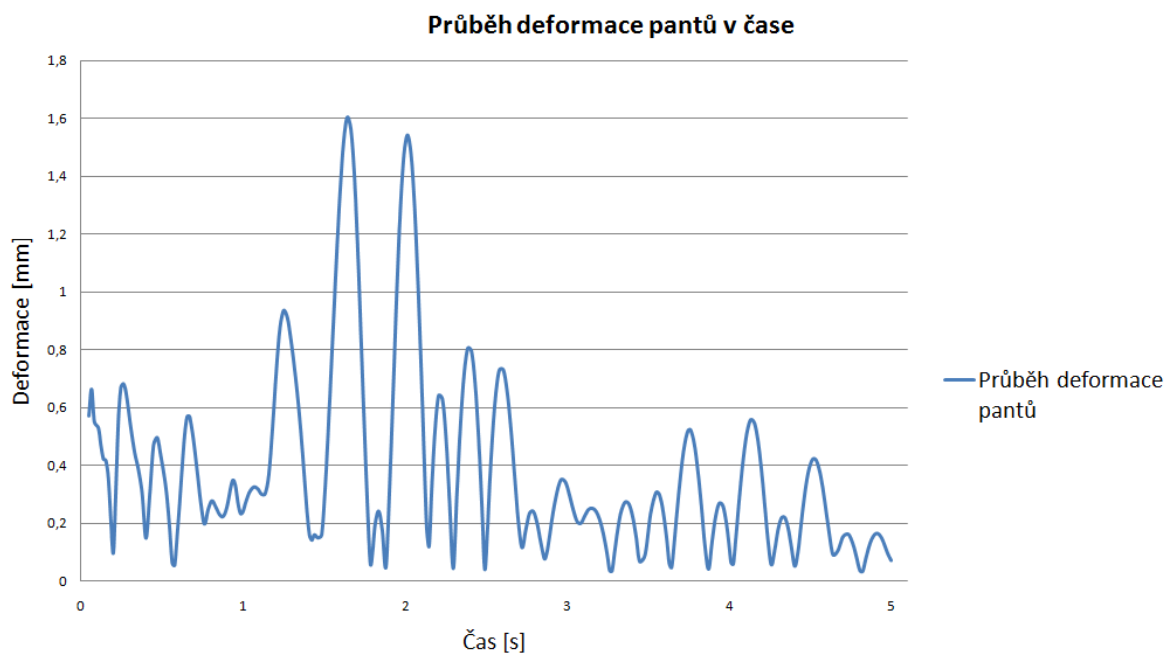


Obrázek 5.24 – Deformace průřezu pantů; [mm].

Maximální hodnota deformace průřezu pantů je 1.7 mm v místě označeném nápisem max.

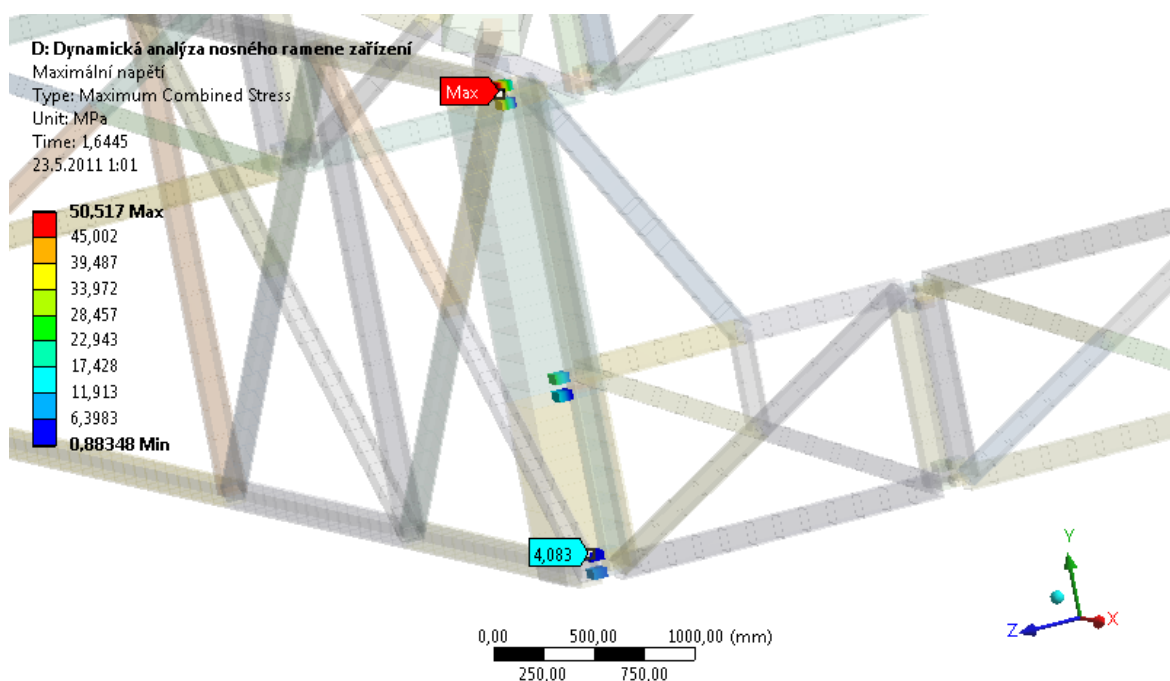


Obrázek 5.25 – Vizualizace deformace průřezu pantů pomocí vektorů posunutí; [mm].

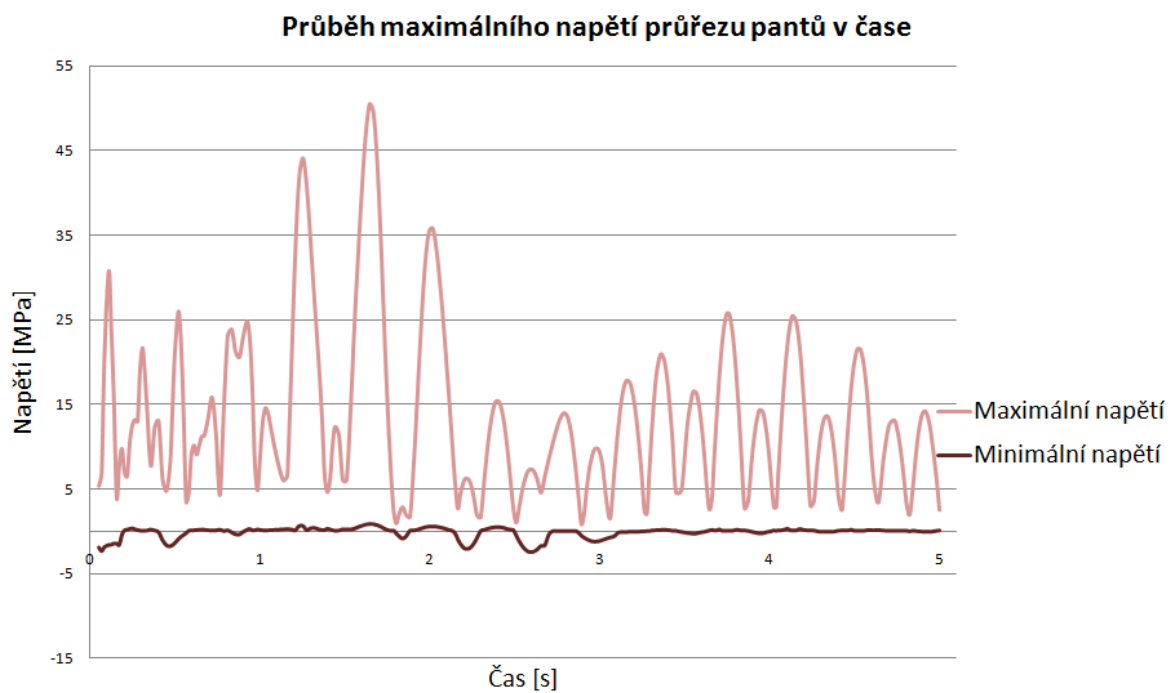


Graf 5.11 – Průběh deformace průřezů pantů v čase; [mm].

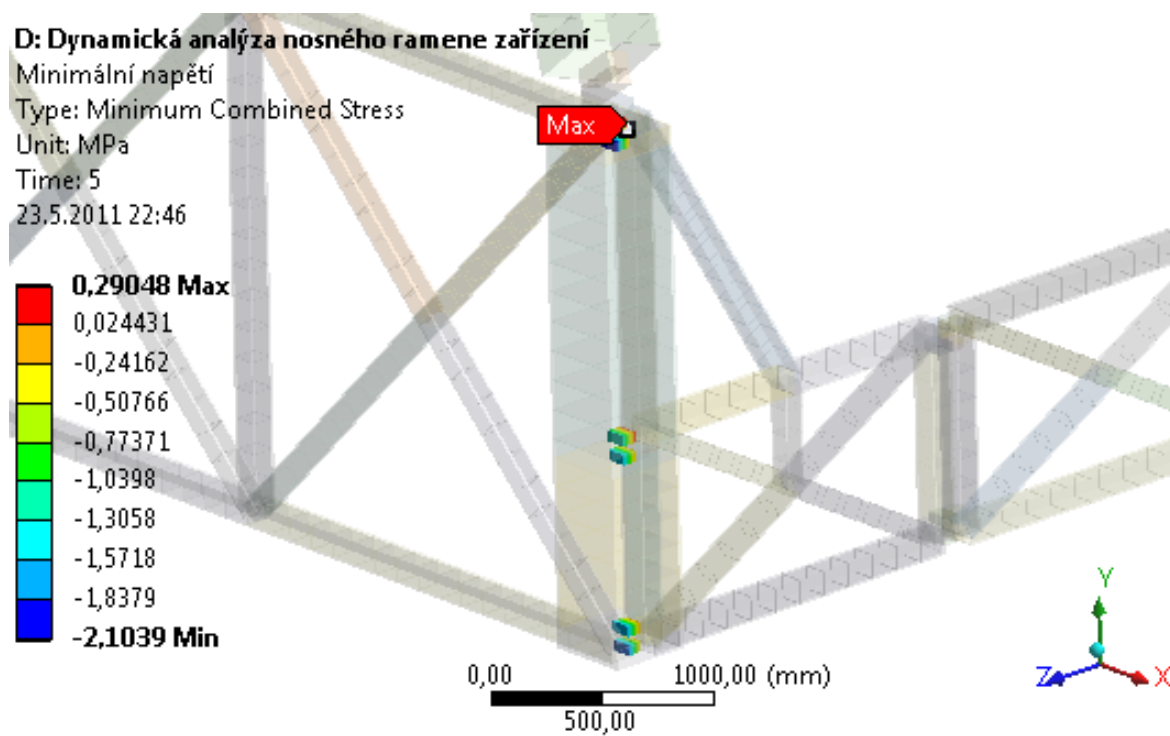
Maximální hodnota napětí v průřezu pantu je 51 MPa v místě označeném nápisem max., tato hodnota je v horním průřezu pantu. Průběh maximálního napětí je zobrazen na obrázku 5.26 a doplněn o časový průběh v grafu 5.12. Průběh minimálního napětí je zobrazen na obrázku 5.27, průběh tohoto napětí je patný z grafu 5.13.



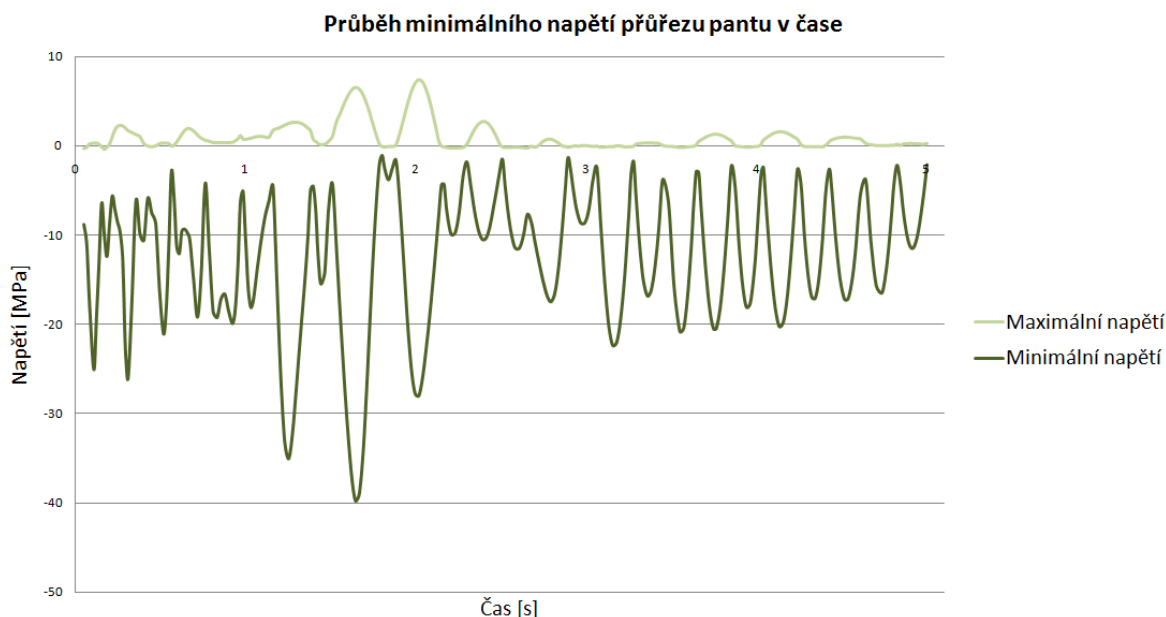
Obrázek 5.26 – Maximální napětí v průřezu pantů; [MPa].



Graf 5.12 – Průběh maximálního napětí průřezu pantů v čase; [MPa].



Obrázek 5.27 – Minimální napětí v průřezu pantů; [MPa].



Graf 5.13 – Průběh minimálního napětí průřezu pantů v čase; [MPa].

Výpočet koeficientu bezpečnosti

$$k_p = \frac{\sigma_{oc}}{\sigma_n} \quad (5.14 - a)$$

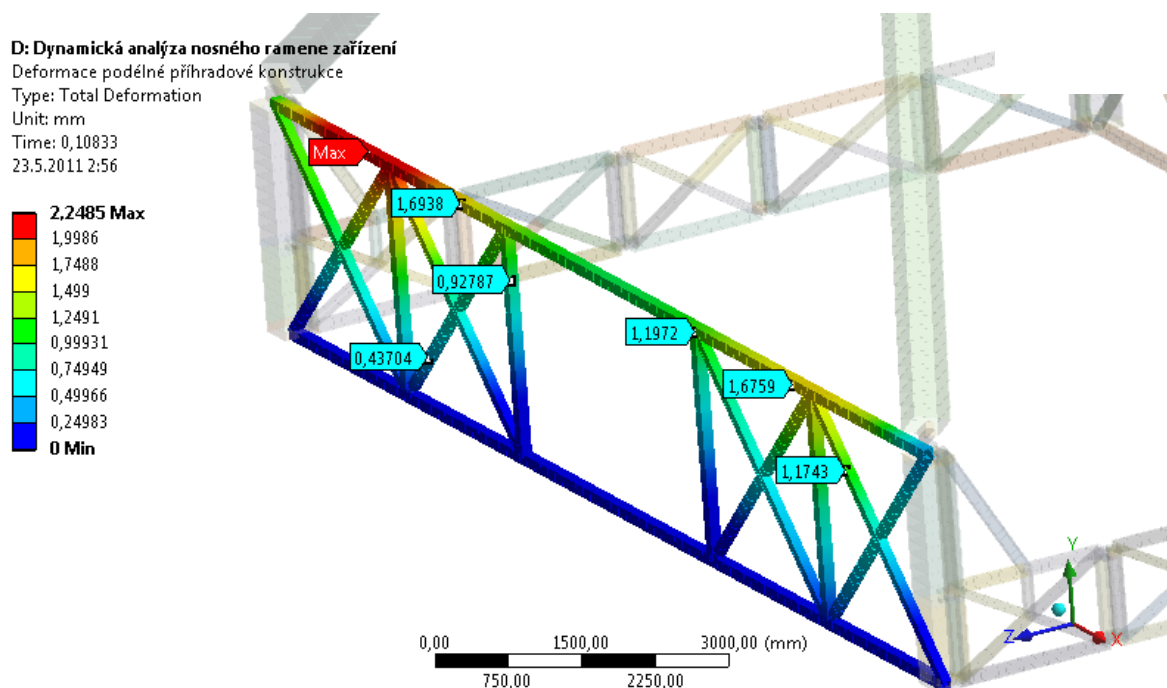
$$k_p = \frac{130}{51} \quad (5.14 - b)$$

$$k_p = 2,36 \quad (5.14 - c)$$

Výše uvedený koeficient bezpečnosti nám udává, že nemůže nastat porušení soudružnosti.

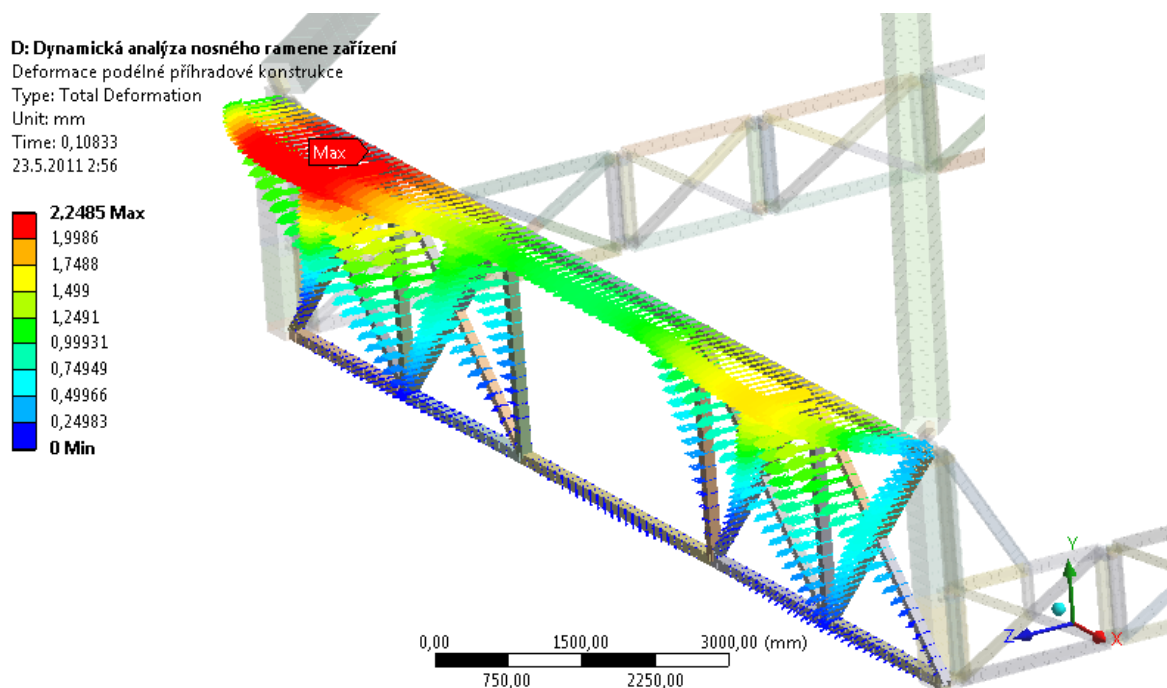
5.14 Kontrola podélného boku příhradové konstrukce (bez rohových sloupků)

Profil zvolený na vodorovné a svislé profily je *TR 4HR 120 x 8* a profily zvolené na prokřížení této příhradové konstrukce jsou *TR 4HR 100 x 6*, oba zvolené profily jsou z materiálu S235JRH. Níže uvedené hodnoty deformace podélného boku příhradové konstrukce jsou zobrazeny na obrázku 5.28, vizualizace deformace pomocí vektorů posunutí je zobrazeno na obrázku 5.29. Časový průběh deformace je zobrazen v grafu 5.14.

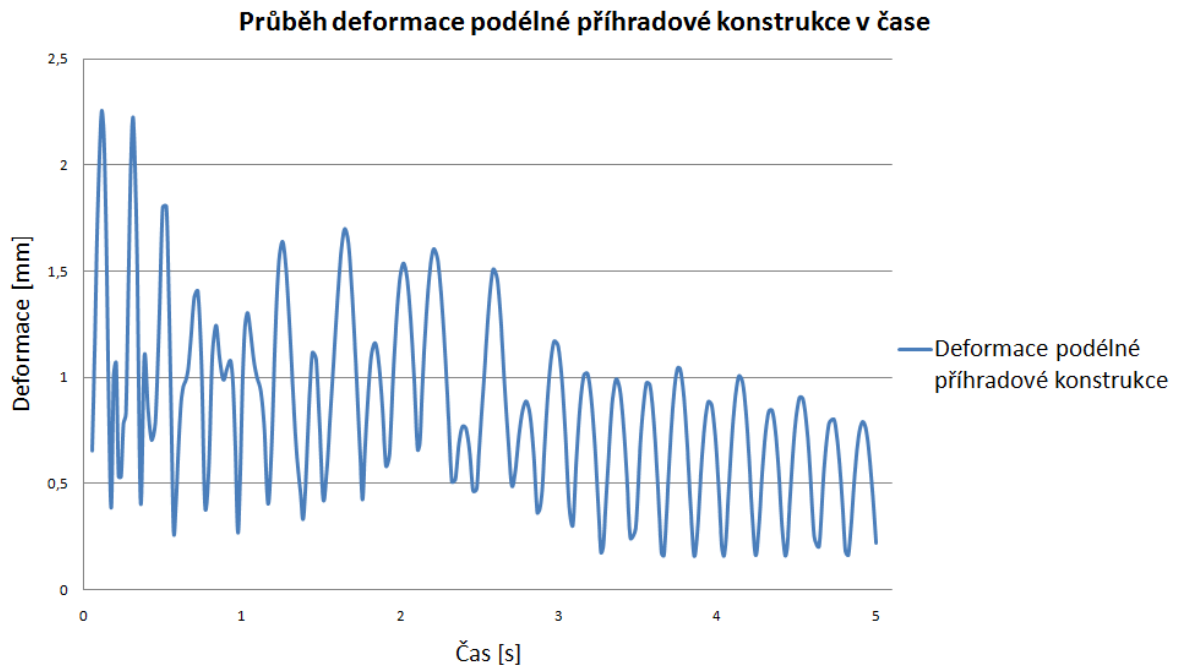


Obrázek 5.28 – Deformace podélné příhradové konstrukce; [mm].

Maximální hodnota deformace činí 2,3 mm v místě s nápisem max.

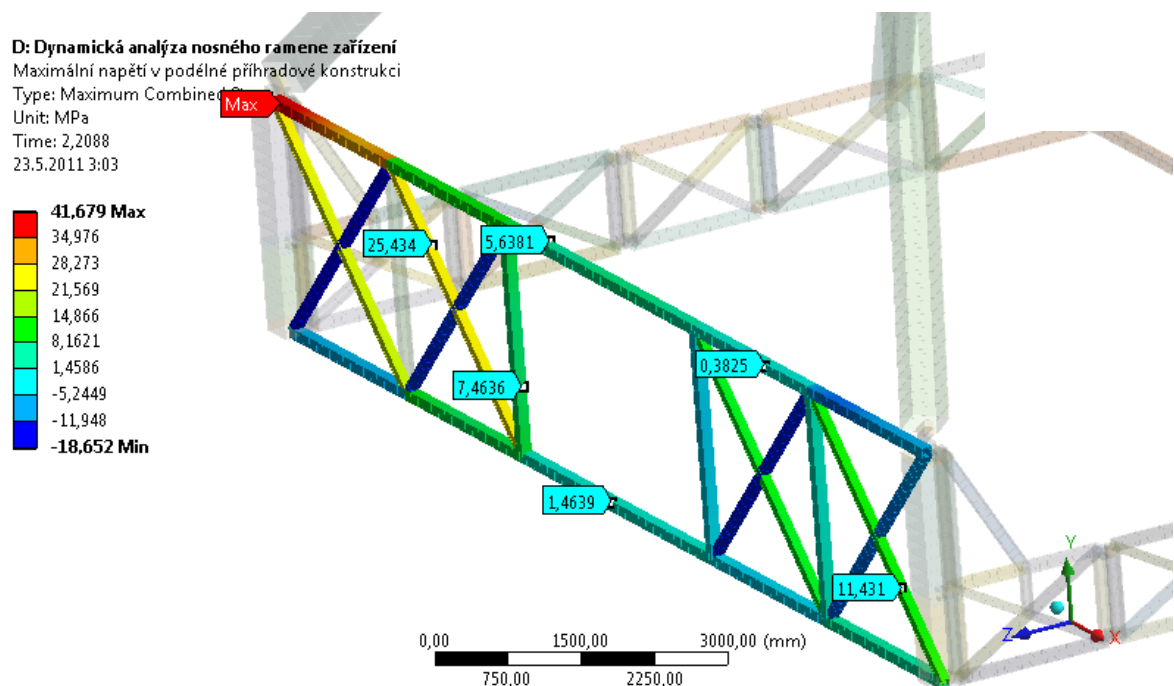


Obrázek 5.29 – Vizualizace deformace podélné příhradové konstrukce pomocí vektorů posunutí; [mm].

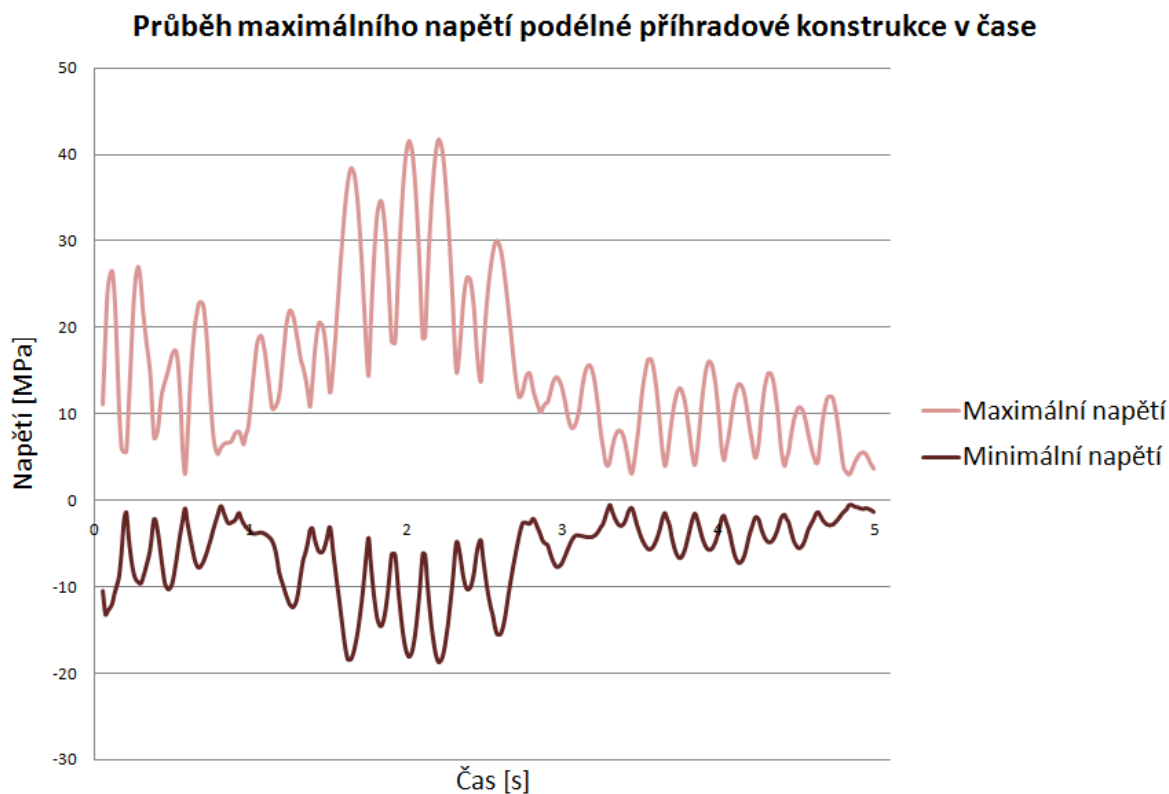


Graf 5.14 – Průběh deformace podélné příhradové konstrukce v čase; [mm].

Maximální hodnota napětí v podélné části příhradové konstrukce zábavního zařízení činí 42 MPa v místě s nápisem max. Maximální napětí bude vykresleno na obrázku 5.30, celý průběh bude zřetelný z grafu 5.15. Minimální napětí bude vykresleno na obrázku 5.31 a průběh tohoto napětí bude znázorněn v grafu 5.16.



Obrázek 5.30 – Průběh napětí v podélné příhradové konstrukci; [MPa].



Graf 5.15 – Časový průběh maximálního napětí v podélné příhradové konstrukci; [MPa].

D: Dynamická analýza nosného ramene zařízení

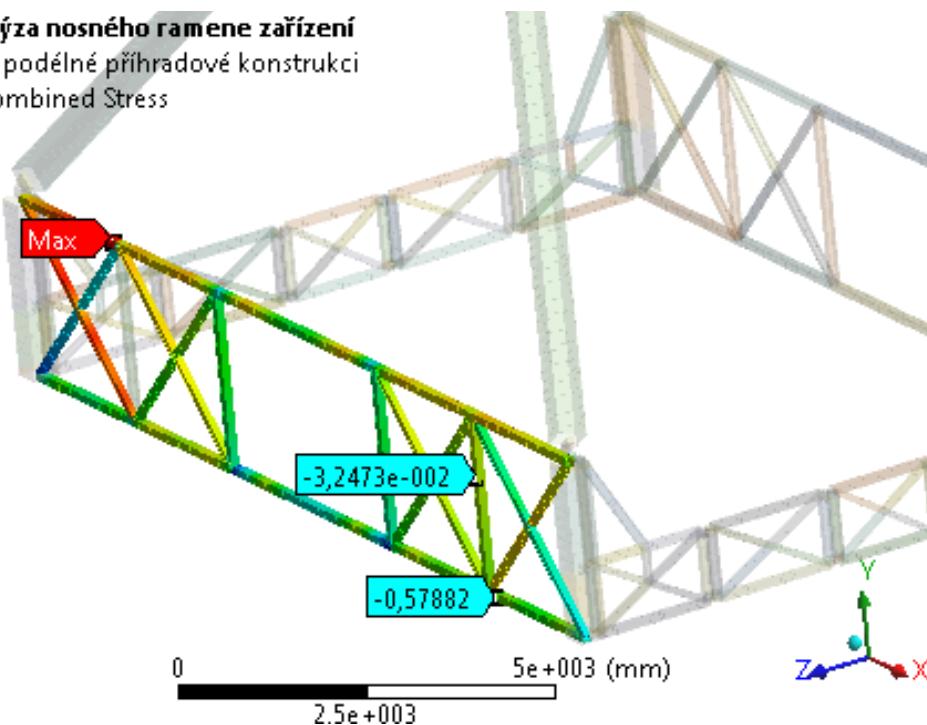
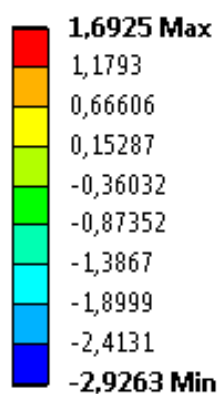
Minimální napětí v podélné příhradové konstrukci

Type: Minimum Combined Stress

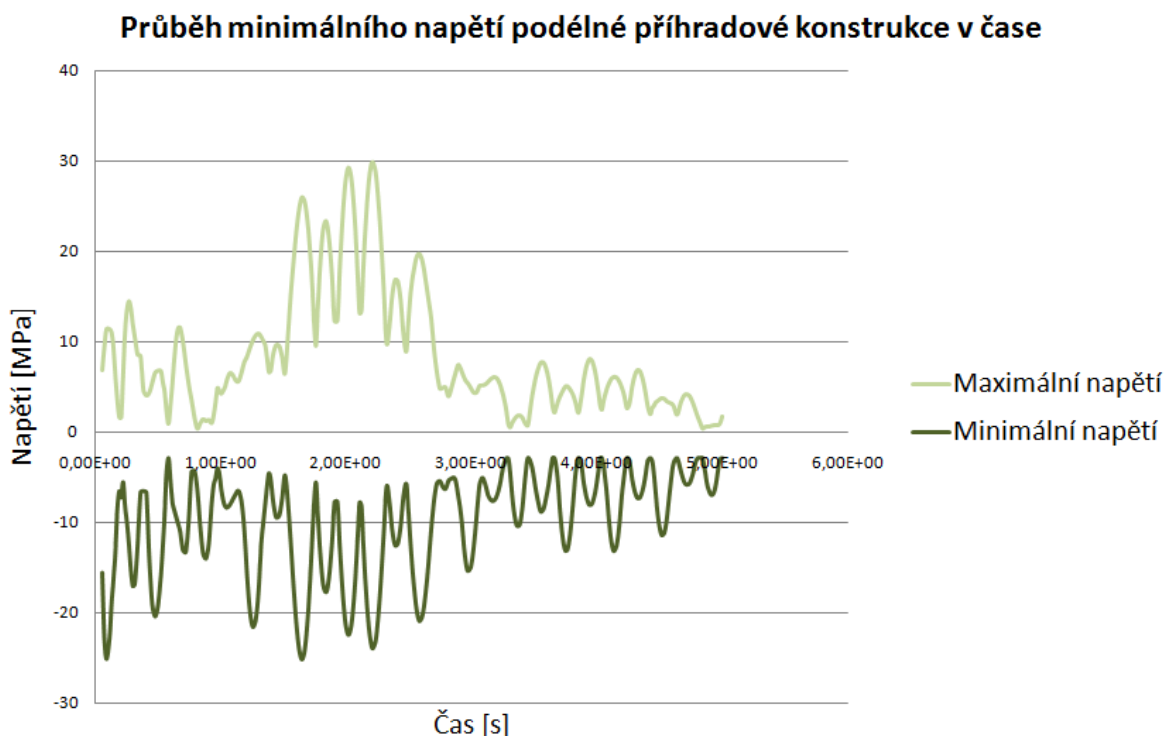
Unit: MPa

Time: 5

23.5.2011 23:07



Obrázek 5.31 – Průběh napětí v podélné příhradové konstrukci; [MPa].



Graf 5.16 – Časový průběh minimálního napětí v podélné příhradové konstrukci; [MPa].

Výpočet koeficientu bezpečnosti

$$k_p = \frac{\sigma_{oc}}{\sigma_n} \quad (5.15 - a)$$

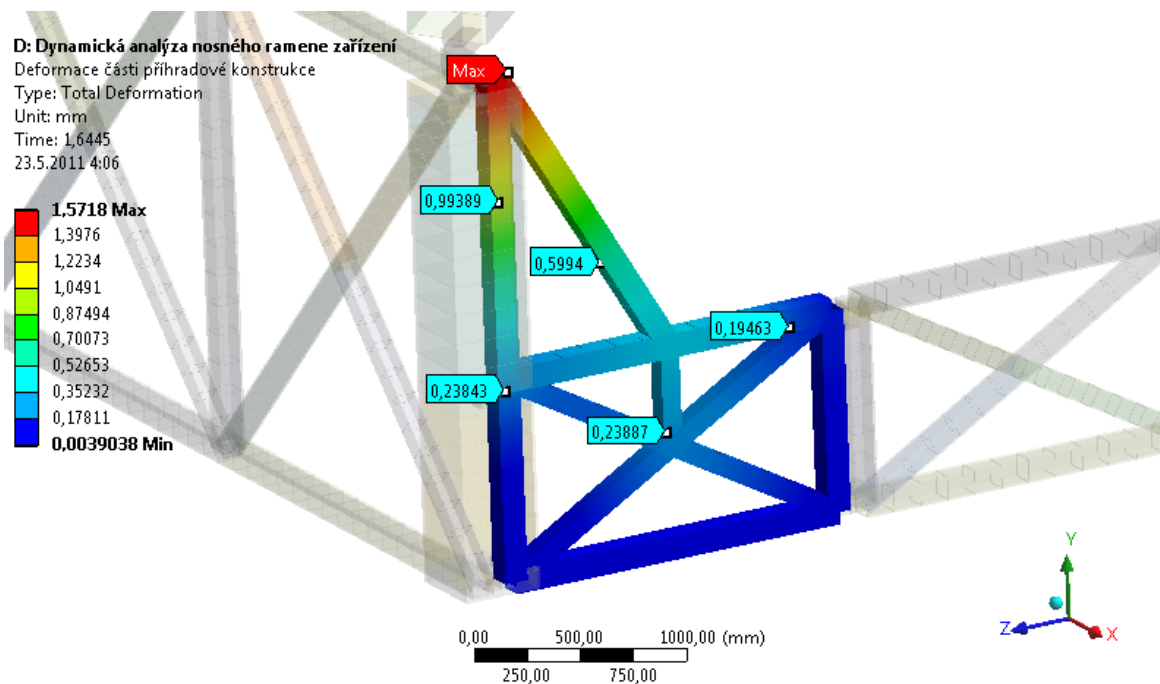
$$k_p = \frac{130}{42} \quad (5.15 - b)$$

$$k_p = 3,1 \quad (5.15 - c)$$

Koeficient bezpečnosti splňuje výše uvedenou podmínku, že žádný z koeficientů nesmí klesnout pod hodnotu 1,5.

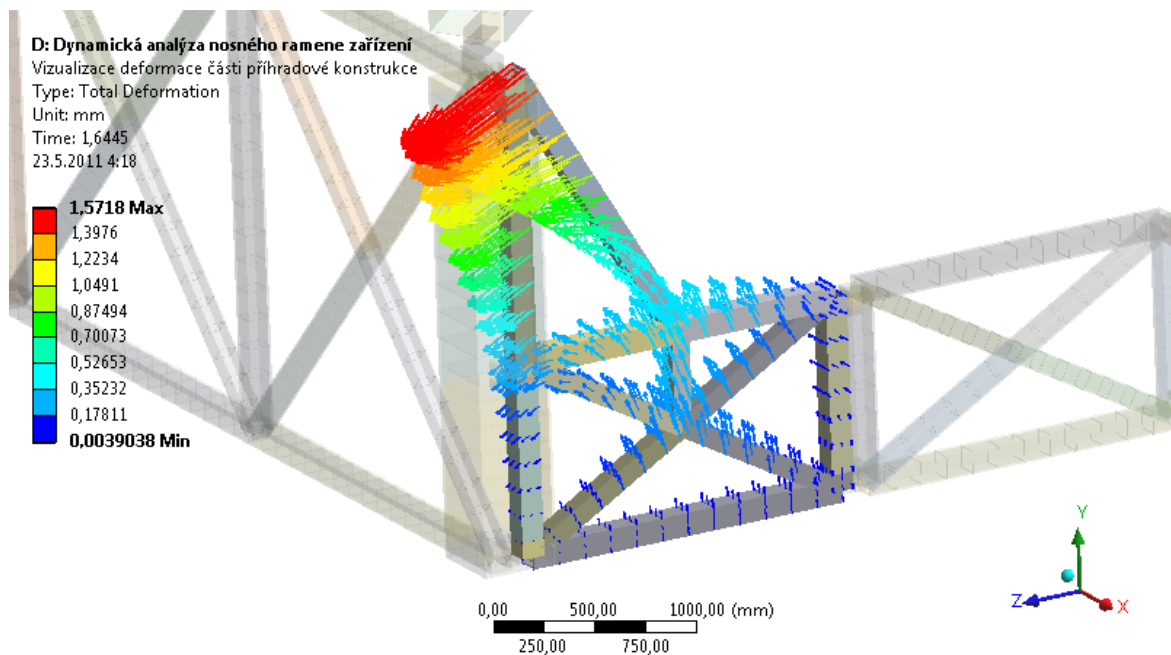
5.15. Kontrola části příčného boku příhradové konstrukce

Profil zvolený na vodorovné a svislé profily je *TR 4HR 120 x 8* a profily zvolené na prokřížení této příhradové konstrukce jsou *TR 4HR 100 x 6*, oba zvolené profily jsou z materiálu S235JRH. Níže uvedené hodnoty deformace rohového sloupku jsou zobrazeny na obrázku 5.32, vizualizace deformace pomocí vektorů posunutí je zobrazeno na obrázku 5.33. Časový průběh deformace je zobrazen v grafu 5.17.

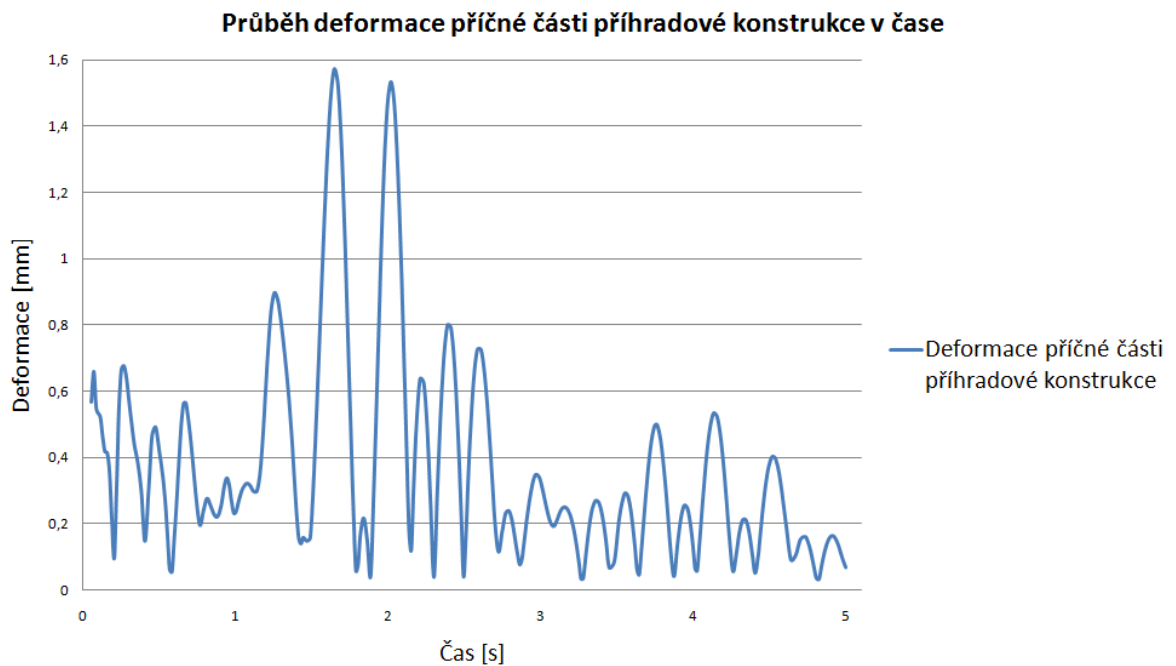


Obrázek 5.32 – Deformace příčné části příhradové konstrukce; [mm].

Maximální hodnota deformace je 1,6 mm v místě označeným nápisem max.

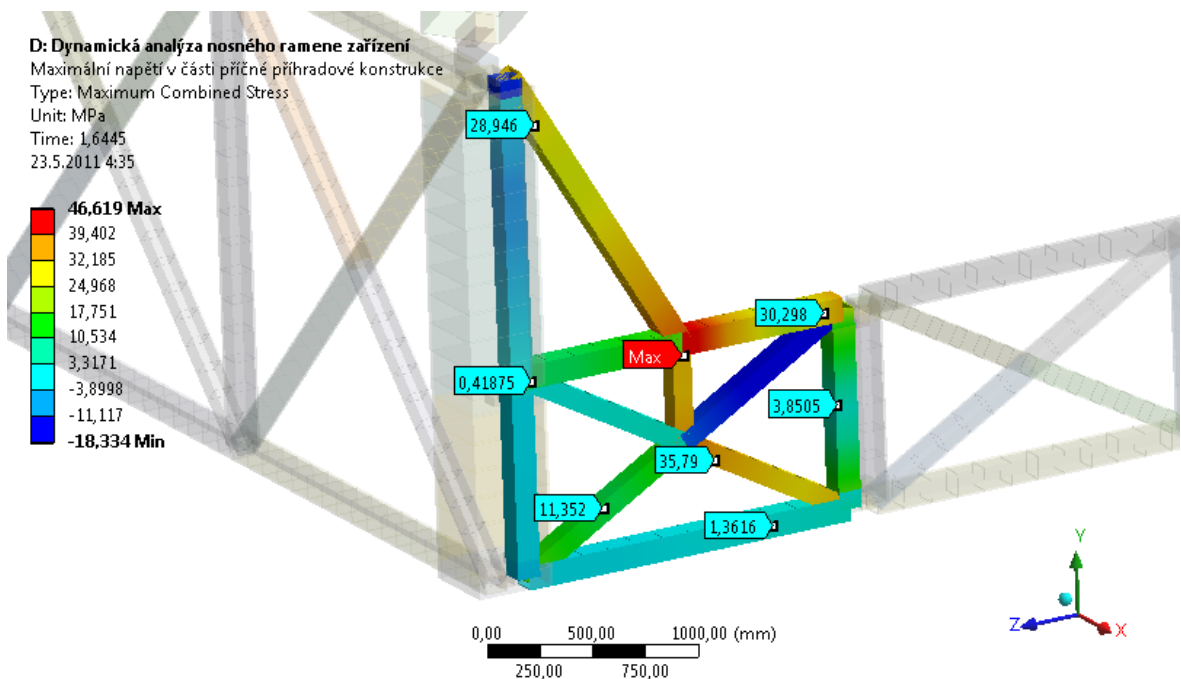


Obrázek 5.33 – Vizualizace deformace příčné části příhradové konstrukce pomocí vektorů posunutí; [mm].

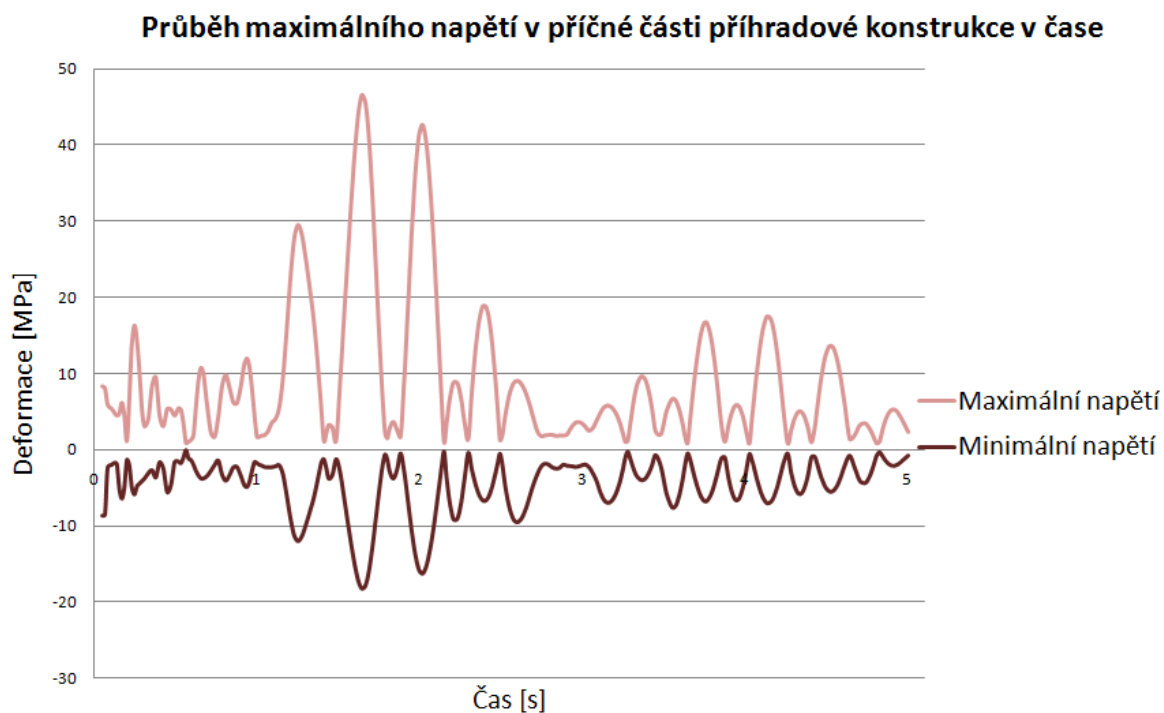


Graf 5.17 – Časový průběh deformace příčné části příhradové konstrukci; [mm].

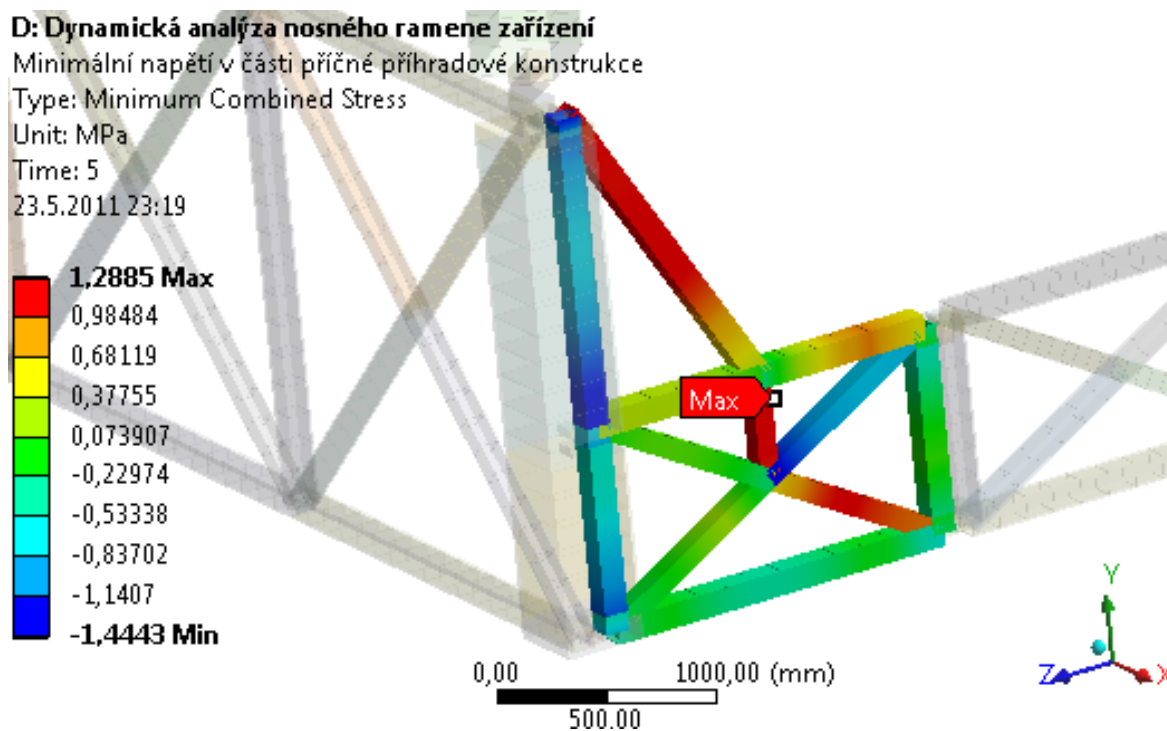
Maximální hodnota napětí v příčné části příhradové konstrukce je 47 MPa v místě označeném max. na obrázku 5.34. Celkový časový průběh maximálního napětí je v grafu 5.18. Průběh minimálního napětí je zobrazeno na obrázku 5.35 a průběh je doplněn grafem 5.19.



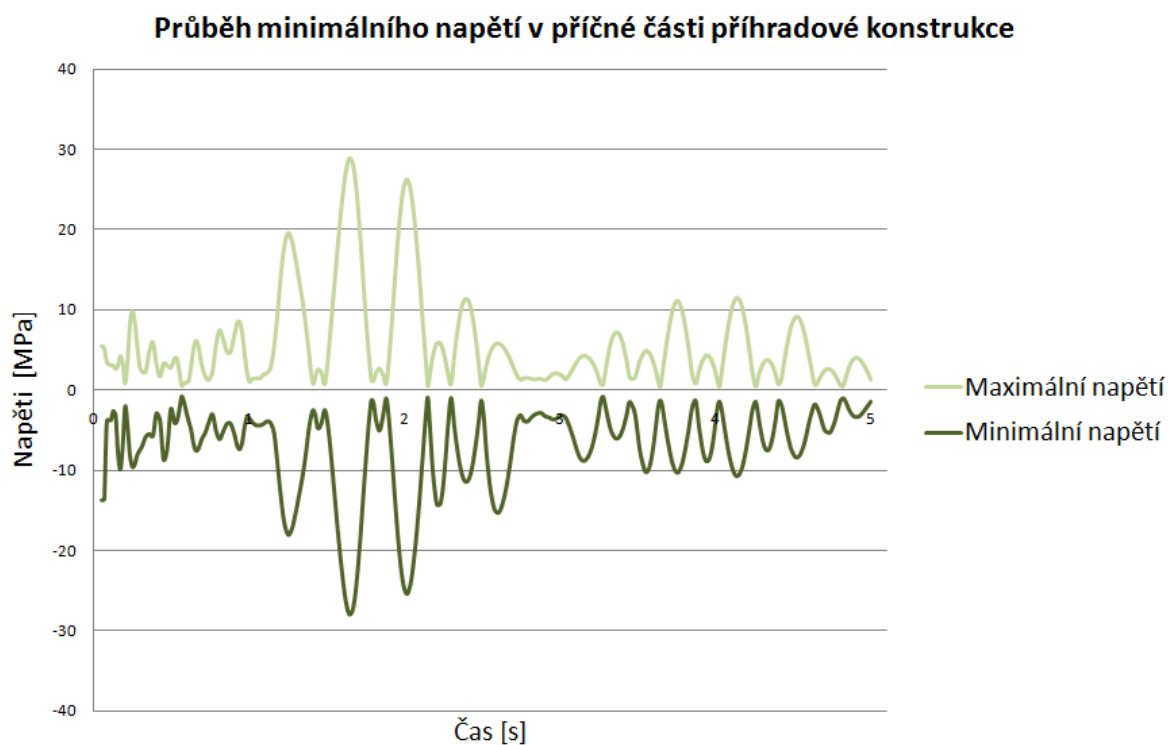
Obrázek 5.34 – Průběh napětí ve svařované části příčné příhradové konstrukce; [MPa].



Graf 5.18 – Časový průběh maximálního napětí v příčné části příhradové konstrukce; [MPa].



Obrázek 5.35 – Průběh napětí ve svařované části příčné příhradové konstrukce; [MPa].



Graf 5.19 – Časový průběh maximálního napětí v příčné části příhradové konstrukce; [MPa].

Výpočet koeficientu bezpečnosti

$$k_{př} = \frac{\sigma_{oc}}{\sigma_n} \quad (5.16 - a)$$

$$k_{př} = \frac{130}{47} \quad (5.16 - b)$$

$$k_{př} = 2,77 \quad (5.16 - c)$$

Koeficient bezpečnosti vůči mezi únavy v ohybu činí 2,77, což je vyhovující, neboť základní kritérium tohoto koeficientu bylo stanoveno na hodnotu 1,5.

Závěr

Bakalářská práce se zabývala návrhem rozměrů, profilů a průřezů konstrukce zábavního zařízení, ta byla následně podrobena pevnostní a tuhostní kontrole. V teoretické části byl odvozen a vysvětlen princip gyroskopického momentu, který vzniká v důsledku současné rotace těles kolem dvou různoběžných os.

Základnímu bodu pevnostní a tuhostní analýzy konstrukce předcházelo rozdělení konstrukce na konečné prvky, počet stupňů volnosti činí 26 670. Okrajové podmínky byly znázorněny na obrázku 5.5. Jako první byla provedena modální analýza, kde bylo zjištěno dynamické chování konstrukce, toto chování bylo popsáno prvními deseti vlastními tvary, tyto tvary jsou v tabulce 5.3. Tři tvary vlastních frekvencí jsou viditelné na obrázku 5.7, obrázku 5.8 a na obrázku 5.9. Okrajové podmínky modální analýzy jsou viditelné na obrázku 5.6.

Při výpočtu byla použita analýza přechodových dějů, z důvodu volného kývání kyvného ramene, při této analýze byla zjištěna maximální deformace konstrukce 29 mm na horní části nosných ramen. Na tuto deformaci má velice významný vliv gyroskopický moment. Tento výsledek je vyhovující z důvodu délky nosného ramene, která je 10 330 mm. Maximální hodnota napětí na nosných ramenech byla zjištěna 100 MPa, toto napětí je vyhovující, neboť koeficient bezpečnosti je vůči mezi únavy v ohybu 1,75. Dále byla analyticky provedena kontrola nosného ramene na vzpěr, hodnota tohoto koeficientu bezpečnosti činí 15,92. Maximální hodnota napětí 104 MPa byla zjištěna v místě uchycení nosného ramene k rohovému sloupku, koeficient bezpečnosti v tomto případě je 1,67. Tyto zvýšené koeficienty bezpečnosti jsou velice důležité, neboť při porušení soudružnosti konstrukce může dojít k přímému ohrožení života osob, k tomuto rizikovému stavu nesmí nikdy za žádných okolností dojít.

Seznam použité literatury

- [1] ANSYS, Inc. *ANSYS Release 12.0 Documentation* . 2009. Dostupné v elektronické podobě jako součást softwaru ANSYS 12.0.
- [2] BRÁT, V., BROUSIL, J. *Dynamika*. 4. vyd. Praha: ČVUT, 1985. 306 s.
- [3] COOK, D. *Finite Element Modeling for Stress Analysis*. 1st printing. United States of America: John Wiley & sons, Inc., 1995. 320 s. ISBN 0-471-10774-3.
- [4] ČSN EN 13814. *Prostředky lidové zábavy pro slavnosti a lunaparky – Bezpečnost*. Praha: Český normalizační institut, 2005. 180 s.
- [5] HANÁK, M., *Pevnostní výpočet klece zábavního zařízení: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra mechaniky, 2011. 83 s.
- [6] LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. 2.vyd. Úvaly: Albra, 2005. 908 s. ISBN 80-7361-011-6.
- [7] KOLÁŘ, V., NĚMEC, I., KANICKÝ, V. *FEM - Principy a praxe metody konečných prvků*. 1. vyd. Praha: Computer Press, 1997. 401 s. ISBN 80-7226-021-9.
- [8] *Silnostěnné profily se čtvercovým průřezem* [online]. Last revision 25. 3. 2010. [cit. 19-05-2011]. Dostupné z: < http://www.ravencz.cz/Files/cz/uzavr_profily.pdf >.
- [9] VINOGRADOV, O. *Fundamentals of Kinematics and Dynamics of Machines and Mechanisms*. London: CRC Press, 2000. 304 s. ISBN 0-849-3025-79.

Seznam příloh

Rozměrový náčrt zařízení – výkres číslo BP001-RNZ-SB3APM01

Průřezový náčrt zařízení – výkres číslo BP002-PNZ-SB3APM01